

# **Entwicklungspotential eines Kombikraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung**

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades eines  
Doktor-Ingenieurs

Universität Essen

Fachbereich 12

Maschinenwesen

vorgelegt von

Diplom-Ingenieur Michael Schuknecht  
aus Bottrop

Vorsitzender der Prüfungskommission: Prof. Dr.rer.nat. P. Winske

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. I. Romey

2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. K. Görner

Tag der mündlichen Prüfung: 15. Oktober 2003



## Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Fachgebiet „Technik der Energieversorgung und Energieanlagen“ der Universität Essen im Rahmen von Forschungsprojekten, die vom Land Nordrhein-Westfalen gefördert wurden.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. I. Romey, der mir die Möglichkeit zur Forschung auf dem Gebiet der fortschrittlichen Kraftwerkstechnik gab und durch seine wohlwollende Unterstützung zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat. Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. K. Görner bedanke ich mich für die Übernahme des Korreferats. Des weiteren danke ich Herrn Dr.-Ing. G. Oeljeklaus für die wertvollen Anmerkungen bei der Durchführung meiner Arbeit.

Weiterhin möchte ich mich auch bei allen Mitarbeitern des Fachgebiets bedanken, die mir durch hilfreiche fachliche Diskussionen und kollegiale Unterstützung das Erstellen dieser Arbeit erleichtert haben, insbesondere bei Herrn Dipl.-Ing. H. Rode.

Mein besonderer Dank gilt meinen Eltern, die mir diese wissenschaftliche Ausbildung ermöglicht haben, sowie meiner langjährigen Bekannten und guten Freundin Susanne, die mich verständnisvoll unterstützt hat.

Bottrop, im November 2003

Michael Schuknecht



# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen, Abkürzungen.....</b>	<b>VII</b>
<b>Kurzfassung .....</b>	<b>XI</b>
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>1</b>
1.1 Problematik.....	1
1.2 Aufgabenstellung und Vorgehensweise .....	3
<b>2 Stand der Technik — Entwicklungslinien der Steinkohlekraftwerkstechnik .....</b>	<b>6</b>
2.1 Dampfkraftwerke .....	6
2.2 Kombikraftwerke .....	12
2.3 Kombikraftwerke mit Druckkohlenstaubfeuerung (DKSF) .....	18
2.3.1 Anlagen mit Hochtemperaturwärmeübertrager .....	19
2.3.2 Anlagen mit Hochtemperaturgasreinigung (HTGR) .....	20
2.3.3 DKSF Versuchsanlagen .....	22
<b>3 Berechnungsgrundlagen.....</b>	<b>29</b>
3.1 Energie- und Exergiebilanzen .....	29
3.2 Umgebungsbedingungen, Stoffwerte .....	34
3.3 Wirkungsgraddefinitionen .....	37
3.4 Komponenten der Kraftwerke .....	39
3.4.1 Kohleaufbereitung .....	39
3.4.2 Überkritischer Dampferzeuger .....	41
3.4.3 Brennkammer mit Druckkohlenstaubfeuerung .....	43
3.4.4 Gasturbine .....	51
3.4.5 Dampfturbine .....	54
3.4.6 Abhitzedampferzeuger .....	55
3.4.7 Dampfkreislauf .....	59
3.4.8 Rauchgasreinigung .....	62
3.5 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung .....	64
<b>4 Referenz und Basis Kraftwerk .....</b>	<b>67</b>
4.1 Referenz Steinkohledampfkraftwerk .....	67
4.1.1 Prozeß- und Modellbeschreibung .....	67
4.1.2 Ergebnisse für den Referenzfall .....	69
4.2 Basis Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR .....	80
4.2.1 Prozeß- und Modellbeschreibung .....	80
4.2.2 Ergebnisse für den Basisfall .....	83
4.2.3 Ressourcenschonung und Minderung der Umweltbelastung .....	92

4.2.4 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung .....	92
<b>5 Einfluß thermodynamischer Auslegungsparameter auf das Kombikraftwerk .....</b>	<b>94</b>
5.1 Kohletransportluft .....	95
5.1.1 Temperatur .....	95
5.1.2 Beladung .....	96
5.2 Hochtemperaturgasreinigung .....	98
5.2.1 Einfluß von Druckverlusten .....	98
5.2.2 Einfluß von Wärmeverlusten .....	101
5.2.3 Einfluß von elektrischem Eigenbedarf .....	102
5.2.4 Temperaturabstand Rauchgas - Aschefließtemperatur .....	104
5.3 Abhitzedampferzeuger .....	106
5.3.1 Rauchgastemperatur am Austritt .....	106
5.3.2 Einfluß der Anzahl der Druckstufen .....	108
5.4 Druckverlust bei der Gasturbinenabhitzennutzung .....	114
<b>6 Entwicklungspotential der steinkohlenbefeuerten Kraftwerksprozesse .....</b>	<b>117</b>
6.1 Dampfkraftwerk mit überkritischen Frischdampfparametern .....	117
6.1.1 Komponentenwirkungsgrade .....	117
6.1.2 Anhebung der Speisewassereintrittstemperatur .....	119
6.1.3 Steigerung der Frischdampfparameter .....	120
6.1.4 Doppelte Zwischenüberhitzung .....	123
6.1.5 Zusammenfassung der Potentiale .....	125
6.2 Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR .....	127
6.2.1 Komponentenwirkungsgrade .....	127
6.2.2 Vergleich verschiedener Brennkammerkühlkonzepte .....	129
6.2.3 Anhebung der Gasturbineneintrittstemperatur .....	138
6.2.4 Anhebung der Frischdampfparameter .....	147
6.2.5 Zusammenfassung der Potentiale .....	149
<b>7 Zusammenfassung .....</b>	<b>152</b>
<b>Anhang .....</b>	<b>159</b>
A Annahmen für die Berechnung der Kraftwerksprozesse .....	159
B Stoffstromdaten Referenz und Basis Kraftwerk .....	166
C Diagramme .....	170
D Literaturverzeichnis .....	188

## Formelzeichen, Abkürzungen

### Lateinische Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$b$	€/kWh	Spezifischer Brennstoffwärmepreis (Heizwert)
$\dot{C}$	kW/K	Wärmekapazitätsstrom
$c_p$	kJ/kgK	Spezifische isobare Wärmekapazität
$\tilde{c}_p$	kJ/kmolK	Molare isobare Wärmekapazität
$e$	kJ/kg	Spezifische Exergie
$\dot{E}$	kW	Exergiestrom
$h$	kJ/kg	Spezifische Enthalpie
$\dot{H}$	kW	Enthalpiestrom
$H_o$	kJ/kg	Brennwert
$H_u$	kJ/kg	Heizwert
$k_A$	€/kW	Spezifischer Anlagenpreis
$\Delta k_A$	€/kW	Wirtschaftliche Zusatzinvestition
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
$M$	kg/kmol	Molmasse
$\dot{n}$	kmol/s	Molenstrom
$O_{\min}$	kg/kg	Spezifischer Mindestsauerstoffbedarf
$p$	kPa, MPa	Druck, Partialdruck
$\Delta p$	kPa	Druckverlust
$P$	kW	Elektrische bzw. mechanische Leistung
$\dot{Q}$	kW	Wärmestrom
$R$	kJ/kgK	Spezielle Gaskonstante
$R_m$	kJ/kgK	Allgemeine Gaskonstante
$s$	kJ/kgK	Spezifische Entropie
$\dot{S}$	kW/K	Entropiestrom
$t$	°C	Temperatur in Celsius
$T$	K	Temperatur in Kelvin
$t_a$	h/a	Jährliche Ausnutzungsdauer
$\Delta t_a$	h/a	Tolerierbare Verminderung der Arbeitsverfügbarkeit
$T_m$	K	Thermodynamische Mitteltemperatur
$T_S$	K	Schwefelsäuretaupunkt

## VIII

$v$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
$w_t$	kJ/kg	Spezifische technische Arbeit
$x$	kg/kg	Dampfgehalt
$y$	kmol/kmol	Molanteil

### Griechische Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$\alpha$	W/m <sup>2</sup> K	Wärmeübergangskoeffizient
$\alpha_e$	1/a	Effektiver Annuitätsfaktor (inklusive Steuern, Versicherung und Wartung)
$\gamma$	kg/kg	Massenanteil (Brennstoff)
$\zeta$	-	Exergiewirkungsgrad
$\eta$	Pas bzw. kg/ms	Dynamische Viskosität
$\eta$	-	Wirkungsgrad
$\lambda$	W/m <sup>2</sup> K	Wärmeleitfähigkeit
$\nu$	m <sup>3</sup> /kg	Spezifisches Gewicht
$\xi$	kg/kg	Massenanteil (Gas)
$\pi$	-	Druckverhältnis
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\Phi$	-	Kühleffektivität

### Indizes

$0$	Standardzustand
$1, 2, \dots$	Zustände, Laufindizes
$A, B, \dots$	Laufindizes
$AL$	Ansaugluft
$aus$	Austritt
$b$	Bezugszustand
$B, Bo$	Brennstoff
$DT$	Dampfturbine
$el$	elektrisch
$eigen$	Eigenbedarf
$ein$	Eintritt
$ges$	gesamt
$GT$	Gasturbine



<i>i</i>	innen
<i>I, II, ...</i>	Laufindizes
<i>i, n</i>	Laufindizes
<i>irr</i>	irreversibel
<i>is</i>	isentrop
<i>ISO</i>	Definition nach DIN ISO 2314
<i>k</i>	kritisch
<i>K</i>	Kondensator
<i>KL</i>	Kühlluft
<i>KM</i>	Kühlmedium
<i>m</i>	mechanisch
<i>min</i>	Minimum
<i>N</i>	Nutz(leistung)
<i>n</i>	Normzustand
<i>opt</i>	optimal
<i>rel</i>	relativ
<i>RG</i>	Rauchgas
<i>S</i>	Schaufeloberfläche
<i>S</i>	Siedezustand
<i>St</i>	Stufe
<i>t</i>	Tripelpunkt
<i>t</i>	Totalzustand
<i>TA</i>	Turbinenaustritt
<i>TE</i>	Turbineneintritt
<i>u</i>	Umgebung
<i>ÜH</i>	Überhitzer
<i>V</i>	Verlust
<i>V</i>	Verdichter
<i>VD</i>	Verdampfer
<i>VW</i>	Vorwärmer
<i>Z</i>	Zufuhr

## Abkürzungen

AHDE	Abhitzedampferzeuger
BKK	Brennkammerkühlung
DKSF	Druckkohlenstaubfeuerung
DWSF	Druckwirbelschichtfeuerung
ECO	Economiser = Speisewasservorwärmer
EFCC	Externally Fired Combined Cycle = Kombikraftwerk mit indirekt befeuerter Gasturbine
EVU	Energieversorgungsunternehmen
FAA	Flüssigascheabscheider
GUD®	Gas- und Dampfkraftwerk
HD, MD, ND	Hoch-, Mittel-, Niederdruck
HDVW	Hochdruckvorwärmer
HP, IP, LP	High Pressure, Immediate Pressure, Low Pressure = Hoch-, Mittel-, Niederdruck
HTWÜ	Hochtemperaturwärmeübertrager
IGCC	Integrated Gasification Combined Cycle = Kombikraftwerk mit integrierter Kohlevergasung
ISO-TET	(Gas)Turbineneintrittstemperatur nach DIN ISO 2314
KOMET 650	Kraftwerk-Optionen: Material- und Meßtechnik-, Entwicklungen sowie deren Tests unter Betriebsbedingungen bei 650 °C
LZA	Luftzerlegungsanlage
NDVW	Niederdruckvorwärmer
Min	Minimum
PFBC	Pressurised Fluidised Bed Combustion = Druckwirbelschichtfeuerung
REA	Rauchgasentschwefelungsanlage
ReGaVo	Regenerativer Gasvorwärmer
RRWÜ	Rohgas-/Reingaswärmeübertrager
SCR	Selective Caltalytic Reactor = Selektiver katalytischer Reaktor = DeNO <sub>x</sub> -Katalysator
TÜV	Technischer Überwachungsverein
USC	Ultra Super Critical = ultraüberkritisch
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VGB	Technische Vereinigung der Großkraftwerksbetreiber e.V.
ZÜ	Zwischenüberhitzung

## Kurzfassung

Im Rahmen dieser Arbeit sind thermodynamische Untersuchungen zur Abschätzung des zu erwartenden Wirkungsgrads eines Kombikraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung (DKSF) und Hochtemperaturgasreinigung (HTGR) durchgeführt worden. Zur Bewertung dieser neuen Kohleverstromungstechnik wurde ein konventionelles Steinkohledampfkraftwerk mit dem Stand der Technik entsprechenden Frischdampfparametern ( $605\text{ °C}/30\text{ MPa}$  bzw.  $625\text{ °C}/5,8\text{ MPa}$  (ZÜ)) benutzt. Für diesen als Referenz Steinkohledampfkraftwerk bezeichneten Vergleichsprozess ist ein auf den Heizwert bezogener Netto-Gesamtwirkungsgrad von  $47,3\%$  ermittelt worden. Zur thermodynamischen Analyse des Kombiprozesses mit DKSF und HTGR ist ein Basis Kombikraftwerk für eine Gasturbine mit einer Turbineneintrittstemperatur (ISO-TET) von  $1200\text{ °C}$  ausgelegt worden. Für dieses Basis Kombikraftwerk wurde ein Netto-Gesamtwirkungsgrad von  $53,3\%$  ermittelt.

Ausgehend von diesem Basis Kombikraftwerk sind im ersten Teil der Untersuchungen umfangreiche thermodynamische Auslegungsrechnungen durchgeführt worden, um den Einfluß ausgewählter Prozeßparameter auf den Anlagenwirkungsgrad zu analysieren. Ein Schwerpunkt der Untersuchungen lag dabei insbesondere auf dem Einfluß der noch nicht verfügbaren HTGR. Dieser ist anhand der Variation des relativen Druck- und Wärmeverlustes, sowie eines möglichen elektrischen Eigenbedarfs abgeschätzt worden. Die Untersuchung dieser Einzeleinflüsse hat gezeigt, daß durch die HTGR vertretbare Wirkungsgradeinbußen zu erwarten sind.

Im zweiten Teil der Arbeit sind die Wirkungsgradpotentiale der beiden Kraftwerksprozesse abgeschätzt worden, welche die Weiterentwicklung konventioneller Anlagenkomponenten zukünftig erwarten lassen. Mittels der Berechnung zweier Zukunftsszenarien wurden für das Steinkohledampfkraftwerk die Potentiale abgeschätzt, die sich durch die Erhöhung von Komponentenwirkungsgraden, die Anhebung der Kesselspeisewassertemperatur und der Frischdampfparameter, sowie die Einführung einer zweiten Zwischenüberhitzung ergeben. Für das erste Szenario (Frischdampfparameter  $650\text{ °C}/30\text{ MPa}$  bzw.  $670\text{ °C}/7,1\text{ MPa}$  (ZÜ)) wurde ein Netto-Gesamtwirkungsgrad von  $49,3\%$  abgeschätzt. Beim zweiten Szenario haben insbesondere die Frischdampfparameter ( $700\text{ °C}/35\text{ MPa}$  bzw.  $720\text{ °C}/8,8\text{ MPa}$  (ZÜ)) zu einem weiteren Anstieg des Netto-Gesamtwirkungsgrads auf  $51,1\%$  geführt. Bei den Szenarien für das Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR sind die Entwicklungsschritte Anhebung von Komponentenwirkungsgraden, Einführung einer luftgekühlten DKSF-Brennkammer, Erhöhung der ISO-TET und der maximalen Frischdampfparameter des Abhitzedampfprozesses untersucht worden. Für das erste Szenario (ISO-TET  $1300\text{ °C}$ ) konnte der Netto-Gesamtwirkungsgrad auf  $56,5\%$  gesteigert werden. Das zweite Szenario erbrachte bei einer ISO-TET von  $1400\text{ °C}$  einen Netto-Gesamtwirkungsgrad von  $59,0\%$ .



# 1 Einleitung

## 1.1 Problematik

Auf dem VDI-Weltingenieurtag, der während der EXPO 2000<sup>1</sup> stattgefunden hat, wurden die zukünftigen Herausforderungen der Menschheit in einer global immer stärker zusammenwachsenden Welt skizziert. Neben der Erschließung von Wasser und Nahrungsmitteln für die Bevölkerung der Erde kommt der Bereitstellung von Energie eine zentrale Bedeutung zu [VDI00].

Laut dem Weltenergieat [WEC00] wird die Weltbevölkerung bis zum Jahr 2020 von 6 Mrd. Menschen im Jahr 2000 voraussichtlich bis auf 8 Mrd. Menschen anwachsen. Als unmittelbare Folge dieses Bevölkerungswachstums wird ein starker Anstieg des Weltprimärenergiebedarfs von etwa 14 Mrd. t SKE<sup>2</sup> auf bis zu 19 Mrd. t SKE vorausgesagt. Zur Zeit haben ca. 1,6 Mrd. Menschen keinen Zugang zu sogenannter kommerzieller Energie und in den kommenden Jahren wird eine weitere Zunahme dieser Zahl prognostiziert [WEC00]. Der Zugang dieser Menschen zu Energie in ausreichender Menge, wird als vorrangiges Ziel für eine friedliche Zukunft angesehen [BMW99].

Nach Einschätzung des Weltenergieates wird die Weltenergieversorgung auch in den nächsten Jahrzehnten hauptsächlich auf der Nutzung fossiler Energieträger (Kohle, Öl und Erdgas) beruhen. Für wirtschaftlich gewinnbare fossile Energieträger wurden folgende statische Reichweiten<sup>3</sup> ermittelt [WEC00]:

- Erdöl: ca. 40 Jahre
- Erdgas: ca. 65 Jahre
- Kohle: über 200 Jahre

Vergleichbare Daten wurden auch vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie [BMW03a] veröffentlicht. Aus diesem Zahlenvergleich und unter Berücksichtigung der global gleichmäßigen Verteilung läßt sich die Bedeutung der Kohle auch für die zukünftige Energieversorgung ableiten.

Der Einsatz fossiler Energieträger zur Stromerzeugung ist, aufgrund der durch den Verbrennungsprozeß resultierenden Kohlendioxid-Emissionen, unter umweltpolitischen Gesichtspunkten nicht unbedenklich. Seit 1979 finden von den Vereinten Nationen getragene Weltklimakonferenzen statt, die aus der Sorge entstanden sind, daß ein weiterer

---

<sup>1</sup> 1. Weltausstellung in Deutschland (Hannover)

<sup>2</sup> 1 t SKE (Steinkohleeinheit) = 29,308 Gigajoule

<sup>3</sup> Quotient aus den derzeit bekannten Reserven und der gegenwärtigen Förderung

Anstieg der CO<sub>2</sub>-Konzentration in der Erdatmosphäre eine globale Erwärmung bewirken könnte. Nach Houghton [HOU96] besitzt Kohlendioxid von allen anthropogen verursachten Treibhausgasen den größten Anteil am sogenannten Treibhauseffekt. Die CO<sub>2</sub>-Konzentration ist seit Beginn der Industrialisierung von 280 ppm auf heute 360 ppm gestiegen, was laut Göttlicher [GÖT99] auf die vermehrte Verbrennung fossiler Brennstoffe zurückgeführt werden kann. Aus den Veröffentlichungen von Houghton und Lakeman [HOU96, LAK95] schließt Göttlicher: um langfristig eine CO<sub>2</sub>-Konzentration von einem Volumenanteil von 500 ppm in der Erdatmosphäre nicht zu überschreiten, müßten schon im Jahr 2025 weltweit ca. 40 % der prognostizierten CO<sub>2</sub>-Emissionen vermieden werden.

In diesem Zusammenhang steht die Selbstverpflichtung der Bundesrepublik Deutschland bis zum Jahr 2005 die CO<sub>2</sub>-Emissionen um 25 % gegenüber dem Stand von 1990, d.h. von 1014 Mio. t auf 760,5 Mio. t zu reduzieren. Durch die Annahme des Kyoto-Protokolls hat sich die Bundesregierung international verpflichtet, die Emissionen von Treibhausgasen zu senken. Bis Ende 2000 sind die CO<sub>2</sub>-Emissionen der Bundesrepublik Deutschland gegenüber 1990 um 15,3 % abgesunken [BMW03b]. Der Kraftwerkssektor trägt am gesamten CO<sub>2</sub>-Aufkommen zu ca. 40 % bei [BMW00]. Um eine signifikante Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen zu erzielen, erscheint eine Kombination folgender Lösungsansätze sinnvoll:

- CO<sub>2</sub>-Vermeidung durch
  - ⇒ Energieeinsparung,
  - ⇒ Verwendung kohlenstoffarmer (Erdgas) oder -freier Energieträger (Kernbrennstoffe, regenerative Energie),
  - ⇒ Verbesserung der Effizienz bei der Energienutzung.

Die Effektivität der Vermeidung von CO<sub>2</sub>-Emissionen durch Energieeinsparung ist quantitativ schwer abzuschätzen, da sie nur durch eine Verhaltensänderung der Bevölkerung erreicht werden kann.

Eine sehr effektive Maßnahme stellt der Einsatz von erdgasbefeuelten Gas- und Dampfturbinen-Kraftwerken (GUD<sup>4</sup>) dar. Diese Energiewandlungstechnik zur Stromerzeugung mit einem kohlenstoffarmen Brennstoff bei gleichzeitig hohem Kraftwerkswirkungsgrad von derzeit ca. 58 % [PRU99] ist eine effiziente Möglichkeit den Kohlendioxidausstoß des deutschen Kraftwerksparks kurz- und mittelfristig zu senken. Dabei sollte allerdings berücksichtigt werden, daß der Brennstoff Erdgas zu fast 80 % (Stand 1999) importiert werden muß [BMW00] und deshalb ein alleiniger Kraftwerk ersatz durch erdgasbefeuelte GUD hinsichtlich der Versorgungssicherheit und der Unsicherheit bei der Preisstabilität des Brennstoffs nicht ratsam scheint.

---

<sup>4</sup> GUD<sup>®</sup> = Gas- und Dampfturbinen-Kraftwerk, geschützte Bezeichnung der Firma *Siemens AG*

Nach dem Erneuerbare-Energien-Gesetz soll der Einsatz regenerativer Energien bis zum Jahr 2010 mindestens verdoppelt werden [BMU00]. Der Anteil der regenerativen Energieträger an der Stromerzeugung betrug 1999 4,4 % durch Wasserkraft und 1,0 % durch Windkraft [BMW00]. Eine weitere Steigerung der Wasserkraft ist kaum möglich. Um eine Verdopplung des Anteils regenerativer Energien bis 2010 zu erreichen, wäre demnach ein Anstieg des Anteils z. B. aus Windkraft um den Faktor sechs notwendig. Trotz einer Verdopplung müßte der Hauptanteil weiterhin durch andere (hauptsächlich fossile) Energieträger erbracht werden.

Betrachtet man die Altersstruktur des Kraftwerksparks in Deutschland und auch in Europa, so müßten laut Folke [FOL00] in den nächsten 20 Jahren europaweit 3 GW/a an Kraftwerkskapazität<sup>5</sup> ersetzt werden.

Durch die Vereinbarung der Bundesregierung mit den Energieversorgungsunternehmen vom Juni 2000 wird der Ausstieg aus der Kernenergienutzung angestrebt [BMUa00] und dadurch die Verwendung kohlenstofffreier Kernbrennstoffe langfristig ausgeschlossen. Aus diesem Grund wird es notwendig sein, bei gleichbleibendem oder sogar leicht ansteigendem Bedarf an elektrischer Energie den Wegfall von insgesamt 23,4 GW Leistung (Stand 1999) aus Kernkraftwerken durch alternative Kraftwerkstypen (erdgas- bzw. kohlebefeuert, regenerative Energie) zu ersetzen [BMW00].

Aus den obengenannten Gründen wird die Kohle auch zukünftig einen hohen Anteil an der öffentlichen Stromversorgung besitzen. Daher kommt der Vermeidung von CO<sub>2</sub>-Emissionen durch Steigerung der Effizienz bei der Umwandlung in kohlebefeuchten Kraftwerken eine besondere Bedeutung zu.

## 1.2 Aufgabenstellung und Vorgehensweise

In der vorliegenden Arbeit wird ein Energiewandlungsverfahren untersucht, mit dem die hohen Wirkungsgrade eines erdgasbefeuchten GUD für den Brennstoff Kohle in einem kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozeß erschlossen werden sollen.

Dieses Energiewandlungsverfahren stellt einen zukünftigen Schritt zur Entwicklung effizienterer kohlebefeuchter Kraftwerke dar, durch die der Verbrauch an fossilen Energieträgern nachhaltig verringert und damit Kohlendioxidemissionen vermieden werden könnten.

Kernthema ist die thermodynamische Analyse eines Kombikraftwerksprozesses mit Druckkohlenstaubfeuerung (DKSF) und Hochtemperaturgasreinigung (HTGR) mit dem Ziel einer zuverlässigen Abschätzung dessen Wirkungsgradpotentials.

---

<sup>5</sup> Vorgabe: Laufzeit vorhandener Kohlekraftwerke auf 50 Jahre begrenzt

Aufgrund der großen Anzahl an wirkungsgradbeeinflussenden Parametern, die in dieser Arbeit untersucht werden, wird bei der Analyse des Kraftwerksprozesses ausschließlich der Brennstoff Steinkohle betrachtet. Detaillierte Untersuchungen, bezüglich des Einsatzes von Braunkohle in einem Kombiprozeß mit DKSF und HTGR, sind von Mühlhaus [MÜH01, MÜH02] und Rode [ROD03] durchgeführt worden.

Zur Bewertung des Potentials eines Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR wird ein Vergleich mit dem in Deutschland etablierten konventionellen Steinkohledampfkraftwerk (reiner Kondensationsbetrieb) angestrebt, dessen Netto-Wirkungsgrad nach Hourfar [HOUR97] beim heutigen Stand der Technik etwa 47 % betragen würde. Dieser Kraftwerkstyp dient aufgrund seines fortgeschrittenen Entwicklungsstandes und seiner weiten Verbreitung als Vergleichs- und Bewertungsmaßstab für zukünftige Energiewandlungsverfahren, in denen Steinkohle zum Einsatz kommen soll.

Aus den oben dargestellten Untersuchungsschwerpunkten ergibt sich die nachfolgende Vorgehensweise bei der Erarbeitung des Themas:

Nach der Darstellung des Standes der Wissenschaft und Technik steinkohlebefeuerter Kraftwerksprozesse werden schwerpunktmäßig die Konzepte und deren Umsetzung in thermodynamische Rechenmodelle eines konventionellen, überkritischen Steinkohledampfkraftwerks sowie eines Kombikraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung und Hochtemperaturgasreinigung erläutert. Wirkungsgradangaben aus der Literatur weisen für die beiden Kraftwerkstypen eine z.T. erhebliche Bandbreite auf. Aus diesem Grund sollen im Rahmen dieser Arbeit Berechnungsmodelle mit hohem Detaillierungsgrad erstellt und damit Berechnungen unter gleichen Randbedingungen durchgeführt werden, um gesicherte Aussagen über das Wirkungsgradpotential der Prozesse treffen zu können.

Neben der Darstellung der Berechnungsgrundlagen zur thermodynamischen Analyse und Wirtschaftlichkeitsbetrachtung von Kraftwerksprozessen (Gesamtsysteme), werden auch die einheitlichen Randbedingungen und Annahmen, die entscheidenden Einfluß auf das Wirkungsgradpotential haben, erläutert.

Ausgehend von einem Referenzfall für ein steinkohlebefeueres Dampfkraftwerk und einem Basisfall für ein Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR werden ergänzend zu den thermodynamischen Untersuchungen eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung durchgeführt. Durch den Vergleich der beiden Fälle wird unter Annahme gleicher, über die Lebensdauer gemittelter Stromgestehungskosten die wirtschaftliche Zusatzinvestition für das Kombikraftwerk ermittelt. Somit kann abgeschätzt werden, um wieviel €/kW ein Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR höchstens teurer als das Referenzkraftwerk sein darf, um Strom zu gleichen Kosten erzeugen können.

Im Gegensatz zu bisherigen Untersuchungen sollen mit Hilfe des detaillierten Berechnungsmodells für das Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR eine Vielzahl von Einflüssen



auf den Anlagenwirkungsgrad durch Parametervariationen untersucht werden. Diese Parametervariationen sollen Aussagen über die Haupteinflußgrößen auf den Wirkungsgrad des Kraftwerksprozesses ermöglichen. Zusätzlich können aus den Untersuchungen Rückschlüsse gezogen werden, ob bestimmte Anlagenkomponenten (z.B. Hochtemperaturgasreinigung) aus thermodynamischer Sicht ein Ausschlußkriterium für die Weiterentwicklung dieses Kraftwerkskonzepts darstellen. Die vorliegende Arbeit ist somit als detaillierte Vorstudie zur Entwicklung eines steinkohlenbefeuerten Kombikraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung und Hochtemperaturgasreinigung zu betrachten.

Im zweiten Teil der Arbeit wird mit den erstellten Berechnungsmodellen das Entwicklungspotential des Steinkohledampfkraftwerks und des steinkohlenbefeuerten Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR untersucht. Durch Annahmen, hinsichtlich des technischen Fortschritts (Komponentenwirkungsgrade, Gasturbineneintrittstemperatur, Frischdampfparameter) konventioneller Anlagenteile, soll abgeschätzt werden, welches Wirkungsgradpotential die beiden Kraftwerksprozesse besitzen. Diese Untersuchung soll zeigen, ob das Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR zukünftig einen lohnenswerten Wirkungsgradvorteil gegenüber dem konventionellen Steinkohledampfkraftwerk erreichen kann.

## 2 Stand der Technik — Entwicklungslinien der Steinkohlekraftwerkstechnik

Prinzipiell existiert eine Vielzahl unterschiedlicher Möglichkeiten, den Energieträger Steinkohle in Elektrizität umzuwandeln. Die Darstellung des Entwicklungsstandes kohlebefeuerter Energiewandlungsverfahren wird zur Reduzierung des Umfangs auf die zum jetzigen Zeitpunkt aussichtsreichsten Verfahren beschränkt, wobei auf eine ausführlichen Darstellung verzichtet bzw. auf weiterführende Literatur verwiesen wird.

Grundsätzlich wird zwischen steinkohlenbefeuelten Dampf- und Kombikraftwerken, einer Kombination aus Gasturbinen- und Abhitzedampfprozeß, unterschieden. Es werden einerseits der derzeitige Stand der Technik anhand ausgeführter Anlagen sowie zukünftige Entwicklungen dargestellt.

### 2.1 Dampfkraftwerke

Für das Jahr 1989 wurde von Pruschek et. al. [PRU90] ein steinkohlenbefeueltes Referenzdampfkraftwerk definiert, welches durch folgende Merkmale gekennzeichnet war:

- Elektrische Brutto-Leistung: 700 MW
- Frischdampfzustand: 535 °C / 25 MPa
- Zwischenüberhitzung: 535 °C / 5,5 MPa
- Siebenstufige Regenerativ-Speisewasservorwärmung

Dieses Kraftwerk besaß einen Netto-Wirkungsgrad von 39,7 %. Seitdem sind in Deutschland zwei neue steinkohlenbefeuelte Kondensationsdampfkraftwerke gebaut und in Betrieb genommen worden. Dabei handelt es sich zum einen um den Block 5 des Kraftwerks Staudinger, das 1992 in Hessen in Betrieb genommen wurde, und das Kraftwerk Rostock, seit 1994 am Netz. Die wichtigsten Auslegungsdaten der beiden vom Prinzip baugleichen Kraftwerke sind in Tabelle 2.1 dargestellt [KÖH93]. Diese beiden Kraftwerke sind für eine Auskopplung von Fernwärme konzipiert. Bei der Auslegung wurde allerdings berücksichtigt, daß sie bei reinem Kondensationsbetrieb, d.h. ohne Fernwärmeauskopplung, den maximalen Wirkungsgrad eines vergleichbaren Dampfkraftwerks mit reinem Kondensationsbetrieb erzielen. Dieser Wirkungsgrad liegt bei etwa 43 %.

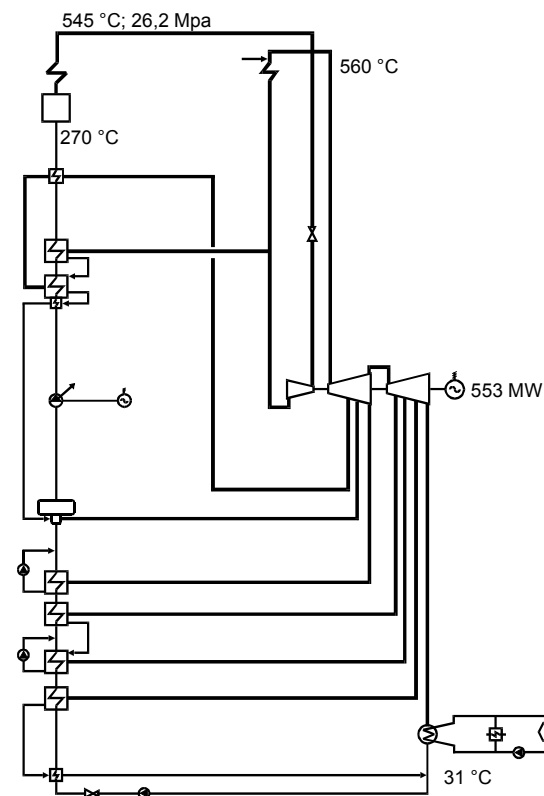
#### Überkritische Dampfkraftwerke in Deutschland

Das derzeit modernste steinkohlenbefeuelte Dampfkraftwerk in Deutschland ist das Kraftwerk Rostock. Es handelt sich hierbei bereits um einen überkritischen Dampfkraftprozeß, wie die Auslegungsdaten in Tabelle 2.1 belegen. Das Kraftwerk kann wahlweise (je nach Anforderung) im reinen Kondensationsbetrieb oder mit Fernwärmeauskopplung gefahren

werden. Bild 2.1 zeigt das Übersichtsschema des baugleichen Block 5 des Kraftwerks Staudinger.

**Tabelle 2.1:** Hauptauslegungsdaten des Kraftwerks Rostock [KÖH93, KAU96, HOJ97]

<b><u>Blockdaten</u></b>		
elektrische Nennleistung (brutto)	MW	553
elektrische Nennleistung (netto)	MW	509
<b><u>Dampferzeuger</u></b>		
Frischdampfmenge	kg/s	417
Frischdampfdruck	MPa	26,2
Frischdampf Temperatur	°C	545
Dampf Temperatur am Zwischenüberhitzer Austritt	°C	562
Speisewasserendtemperatur	°C	270
<b><u>Dampfturbosatz</u></b>		
Kühlwassertemperatur (bezogen auf Feuchtlufttemperatur $t_F = 8\text{ °C}$ )	°C	18
Kühlwassermenge	kg/s	11 500
Kondensatordruck	kPa	4,5
<b><u>Fernwärme</u></b>		
Möglichkeit zur Auskopplung	MW	bis zu 300
Vorlauf-/Rücklauf Temperatur	°C	145/60



**Bild 2.1:** Übersichtsschema des Kraftwerks Staudinger 5 [KAU96]

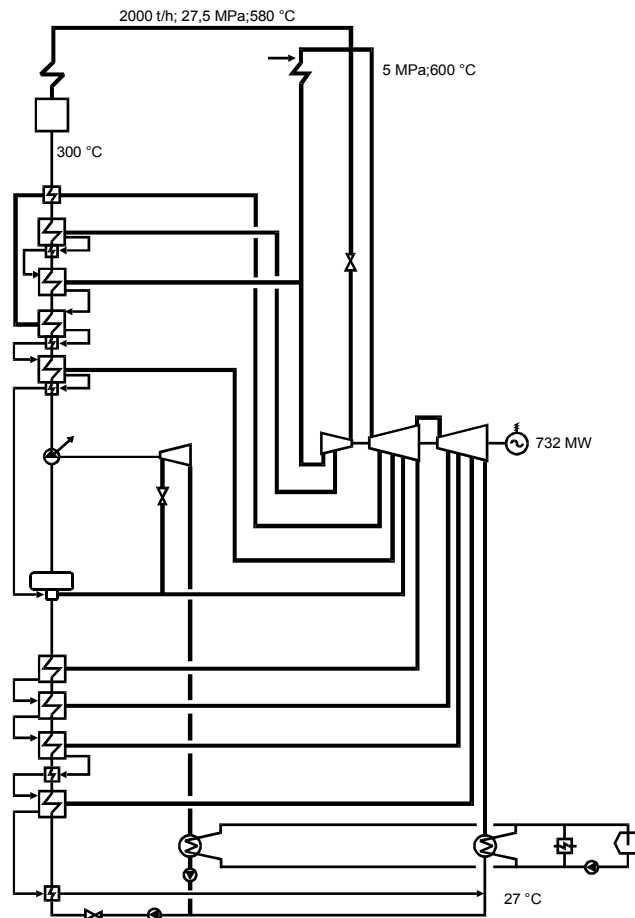
Der projektierte Anlagenwirkungsgrad betrug 42,5 % (netto). Bei Abnahmemessungen wurde für den reinen Kondensationsbetrieb ein Netto-Wirkungsgrad von 43 % ermittelt [HOJ97].

Untersuchungen nach Stapper [STA97] lassen für ein zukünftiges steinkohlenbefeuertes Dampfkraftwerk Wirkungsgrade von 46 %, unter Annahme der Realisierbarkeit der in Tabelle 2.2 aufgeführten Prozeßdaten, erwarten.

**Tabelle 2.2:** Hauptauslegungsdaten eines zukünftigen Steinkohledampfkraftwerks nach [STA97]

<b><u>Blockleistung</u></b>		
Elektrische Blockleistung (brutto)	MW	350
<b><u>Dampferzeuger</u></b>		
Frischdampfdruck	MPa	28
Frischdampf Temperatur	°C	585
Dampfdruck am Zwischenüberhitzer Austritt	MPa	6,05
Dampf Temperatur am Zwischenüberhitzer Austritt	°C	597
Speisewasserendtemperatur (neunstufige Vorwärmung)	°C	300
Luftzahl	-	1,15
Rauchgastemperatur Luftvorwärmer Austritt	°C	115
<b><u>Dampfturbosatz</u></b>		
Innerer Wirkungsgrad	%	91
Kondensatordruck	kPa	4

Die fortschreitende Entwicklung im Dampfkraftwerkssektor, insbesondere im Bereich der Werkstofftechnik, ermöglichen heute steinkohlenbefeuerte Dampfkraftwerke mit Frischdampfparametern von 605 °C/27,5 MPa (HD) bzw. 625 °C (ZÜ). Aus Berechnungen von *E.ON Engineering* ergibt sich ausgehend von dem in [EIC94] dargestellten Planungskonzept für das Kraftwerk Heßler in Gelsenkirchen (siehe Bild 2.2) für ein sogenanntes „Kraftwerk 2000“ ein Anlagenwirkungsgrad von 47 % [HOUR97].



**Bild 2.2:** Vereinfachtes Wärmeschaltbild des Kraftwerkskonzepts Heßler [EICH94]

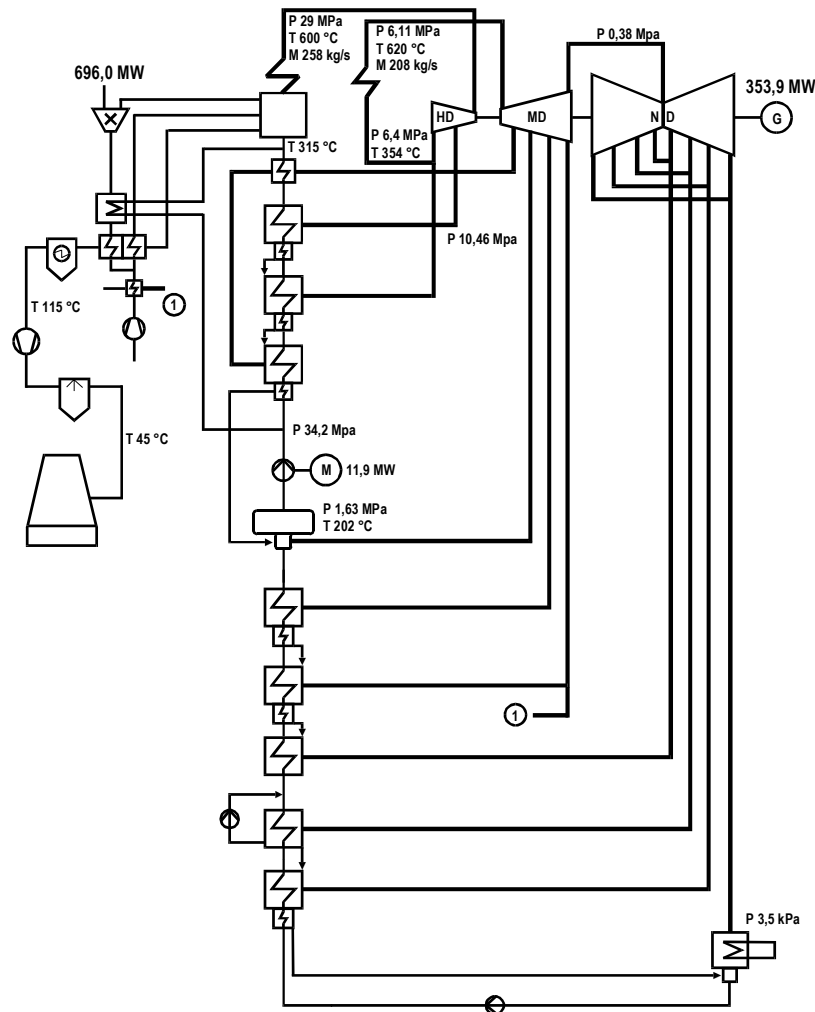
In einem Verbundvorhaben mit dem Arbeitstitel KOMET 650<sup>6</sup>, durchgeführt von den Energieversorgungsunternehmen (EVU) *VEW ENERGIE AG* und *RWE Energie AG*<sup>7</sup> sowie der Technischen Vereinigung der Großkraftwerksbetreiber e.V. (VGB) und gefördert durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie, wird an dem Ziel der Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen bei der Verstromung fossiler Brennstoffe durch den Bau von Dampfkraftwerken mit höherem Wirkungsgrad gearbeitet.

Innerhalb dieses Forschungs- und Entwicklungsvorhabens sollen Rohrleitungs- und Dampfturbinenwerkstoffe sowie Armaturen getestet werden, die den Betrieb zukünftiger fossilbefuerter Dampfkraftwerke bei Frischdampftemperaturen bis 650 °C gestatten. Laut [AGK99] ist der Bau eines optimierten konventionellen, überkritischen Dampfkraftwerks geplant, das durch Ausreizung aller zur Verfügung stehenden und TÜV-geprüften Technologieoptionen auf einen Wirkungsgrad von über 47 % (Netto) kommen soll (Kondensatordruck: 3,5 kPa, elektrische Leistung: 300 MW).

<sup>6</sup> Kraftwerks-Optionen: Material- und Meßtechnik-Entwicklungen sowie deren Tests unter Betriebsbedingungen bei 650 °C

<sup>7</sup> seit Sommer 2000 zu einem EVU zusammengeschlossen

Dieses Kraftwerkskonzept ist von Pruschek unter Angabe eines Netto-Wirkungsgrades von 47,35 % in [PRU01] veröffentlicht worden (Bild 2.3).

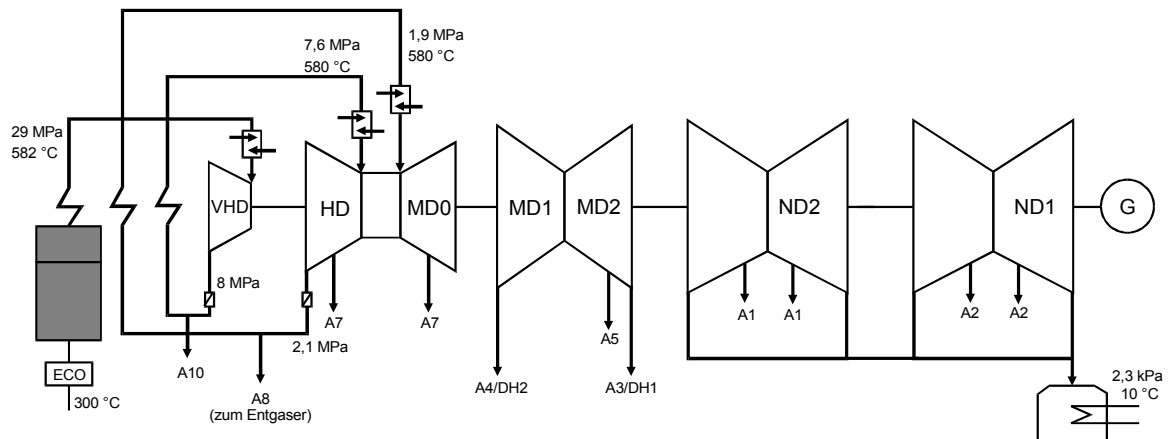


**Bild 2.3:** Fließdiagramm des für überkritischen Frischdampf ausgelegten Steinkohlekraftwerkes Westfalen D [PRU01]

Diese Kraftwerkskonzepte dienen als Grundlage für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen zur Erstellung eines Referenzkraftwerkskonzepts für ein steinkohlenbefeuertes Dampfkraftwerk, welches heute in Deutschland gebaut werden könnte. Dieses Kraftwerk wird als Vergleichsbasis für das steinkohlenbefeuerte Kombikraftwerk mit Druckkohlenstaubfeuerung und Hochtemperaturgasreinigung herangezogen.

## Überkritische Dampfkraftwerke in Europa

Im europäischen Raum wird insbesondere in Dänemark an der Verwirklichung fortschrittlicher Dampfkraftwerke gearbeitet. Das derzeit modernste Kohledampfkraftwerk mit den höchsten Wirkungsgraden ist der 1998 in Betrieb genommene Block 3 im Nordjylandsvaerket (Nordjylland 3) mit einer elektrischen Brutto-Leistung von 411 MW und einem Klemmenwirkungsgrad von 47 % (Bild 2.4).



**Bild 2.4:** USC-Wasser-Dampf-Kreislauf (Jahrgang 1997) [KJA99]

Dieses Kraftwerk basiert auf den Hauptauslegungsdaten nach Tabelle 2.3. Der hohe Klemmenwirkungsgrad im Vergleich zu dem von Stapper [STA97] prognostizierten Konzept mit vergleichbaren Frischdampfparametern basiert im wesentlichen auf der doppelten Zwischenüberhitzung und dem durch die Meerwasserkühlung bedingten niedrigen Kondensatordruck.

**Tabelle 2.3:** Hauptauslegungsdaten des Kraftwerks Nordjylland 3 [KJA99]

<b><u>Blockleistung</u></b>		
elektrische Blockleistung (brutto)	MW	411
<b><u>Dampferzeuger</u></b>		
Frischdampfdruck	MPa	29
Frischdampf Temperatur	°C	582
Dampf Temperatur am Austritt der Zwischenüberhitzer	°C	580/580
Speisewasserendtemperatur (neunstufige Vorwärmung)	°C	300
<b><u>Kondensator</u></b>		
Kondensatordruck	kPa	2,3

In einem europaweiten Verbundprojekt, in dem die Dänen federführend sind, wird von mehr als 40 Verbundpartnern an der Realisierung eines steinkohlenbefeuerten Dampfkraftwerks mit Frischdampf Temperaturen von 700 °C geforscht und entwickelt. Von Kjaer [KJA99] wird ein Konzept vorgeschlagen, welches auf Frischdampfparametern von

700 °C/37,5 MPa (HD) und einer doppelten Zwischenüberhitzung auf je 720 °C basiert. Durch eine achtstufige Speisewasservorwärmung soll eine Kesselspeisewassereintrittstemperatur von 350 °C erzielt werden. Aufgrund der in den skandinavischen Ländern häufig angewendeten Meerwasserkühlung soll die Temperatur des Abdampfes der Niederdruckturbinenstufen auf 5 bis 10 °C abgesenkt werden, wodurch ein Kondensatordruck von 1,5 bis 2,1 kPa erreicht werden könnte. Laut Kjaer [KJA99] sollen mittels dieses Kraftwerkskonzepts Netto-Wirkungsgrade bis zu 55 % für ein steinkohlenbefeuertes Dampfkraftwerk erreichbar sein. Bis zur Realisierung eines solchen Kraftwerkes sind allerdings noch mehrere technische Hürden zu überwinden. Die angestrebten hohen Frischdampfparameter erfordern den Einsatz noch nicht verfügbarer nickelbasierter Werkstoffe für die noch erheblicher Entwicklungsbedarf besteht. Weiterhin können beim derzeitigen Stand der Entwicklung noch keine Aussagen über die zu erwartende Verfügbarkeit oder Wirtschaftlichkeit solcher Anlagen getroffen werden.

## 2.2 Kombikraftwerke

### Kraftwerk mit integrierter Kohlevergasung

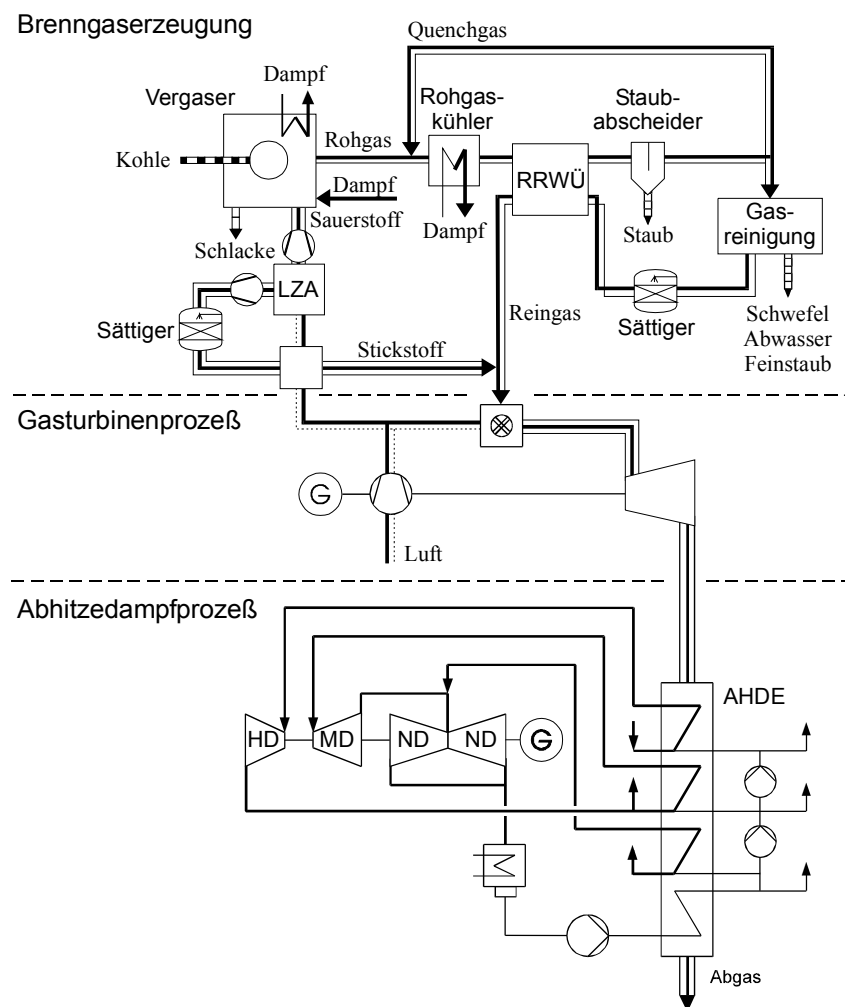
Eine Möglichkeit zur Nutzung von Kohle in Gas-/Dampfturbinen-Kombikraftwerken bietet das Kombikraftwerk mit integrierter Kohlevergasung. Nach Kloster [KLO99] können diese Anlagen nach dem Vergasungsverfahren bzw. dem Reaktortyp in Festbett, Wirbelschicht und Flugstrom unterschieden werden. Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal bieten die Verfahrensführung (allotherme oder autotherme Vergasung, Sauerstoff- oder Luftvergasung, gekühlter oder adiabater Reaktor) und die Prozeßparameter Vergasungstemperatur und -druck.

Bild 2.1 zeigt ein stark vereinfachtes Fließschema eines IGCC-Prozesses mit einem sauerstoffgeblasenen Flugstromvergaser.

Der Prozeß kann in 3 Teilprozesse untergliedert werden: Brenngaserzeugung, Gas- und Dampfturbinenprozeß. Im ersten Teilprozeß wird die Kohle mittels eines sauerstoffgeblasenen Flugstromvergasers in ein CO- und H<sub>2</sub>-reiches Synthesegas umgewandelt. Anschließend wird das Gas abgekühlt und in einer sogenannten "nassen" Gasreinigung werden die festen Bestandteile, sowie feste und gasförmige Schadkomponenten und Schwefel entfernt. Mittels eines Rohgas-/Reingas-Wärmeübertragers (RRWÜ) wird einerseits das heiße Rohgas vor der Gasreinigung abgekühlt und gleichzeitig das gereinigte Brenngas wieder aufgeheizt. Vor dem Eintritt des Brenngases in die Gasturbinenbrennkammer, wird der zuvor in der Luftzerlegungsanlage (LZA) abgetrennte Stickstoff dem Brenngas zugeführt. Das Gemisch wird in der Brennkammer der Gasturbine verbrannt und die entstehenden Rauchgase über der Turbine entspannt. Die Gasturbine wandelt einen Teil der als Brennstoffleistung in den Prozeß eingebrachten chemisch gebundenen Energie



in elektrische Energie um. Die restliche Energie verbleibt im Abgas und wird dem Abhitzedampferzeuger (AHDE) zugeführt. Im AHDE wird durch Ausnutzung der Abgasenthalpie Dampf erzeugt, der in einer Dampfturbine entspannt wird und den zweiten Teil der elektrischen Leistung des Kombikraftwerks liefert. Als weitere Dampfquelle ist der Rohgaskühler zu nennen, in dem HD-Dampf für den Abhitzeprozess erzeugt wird. MD- und ND-Dampf hingegen werden dem AHDE für die Vergasung und Gasaufbereitung entnommen.



**Bild 2.1:** Vereinfachtes Prozeßfließbild eines IGCC [KLO99]

Nach Kloster [KLO99] sind bereits mehrere Anlagen errichtet und betrieben worden. Zahlreiche weitere Anlagen sind derzeit in Planung bzw. im Bau, wobei allen ein relativ niedriger Wirkungsgrad vorausgesagt wird. Der weltweit höchste Wirkungsgrad wird von einem Kombikraftwerk mit integrierter Kohlevergasung mit einer elektrischen Leistung von 300 MW erwartet, welches derzeit in Puertolano (Spanien) in Betrieb ist. In [COR99] wird für dieses IGCC ein Brutto-Auslegungswirkungsgrad von 47,1 % angegeben. Untersuchungen nach Kloster [KLO99] haben für ein prozeßoptimiertes IGCC, ausgehend von dem Demonstrationskraftwerk in Puertollano, jedoch basierend auf der Kohle Pittsburgh

No. 8, Umgebungsbedingungen  $15\text{ °C}/101,3\text{ kPa}$  und einer ISO-TET<sup>8</sup> von  $1200\text{ °C}$ , einen Netto-Anlagenwirkungsgrad von  $50,5\%$  ergeben. Nach Baumann [BAUM98] wurde im Rahmen eines JOULE-Forschungsprojektes eine vergleichbare IGCC-Anlage untersucht, die jedoch basierend auf einer Gasturbine mit ISO-TET  $1250\text{ °C}$ , sowie nordeuropäischen Umgebungsbedingungen ( $T_U = 8\text{ °C}$ ,  $p_U = 2,3\text{ kPa}$ ) einen Wirkungsgrad von  $51,7\%$  erreicht. Der besondere Vorteil dieses Kraftwerkskonzepts liegt darin, daß die Weiterentwicklung der Gasturbinentechnik, in bezug auf höhere Gasturbineneintrittstemperaturen, direkt in diesem Kombikraftwerk eingesetzt werden kann. Bei einer ISO-TET von  $1300\text{ °C}$  bzw.  $1400\text{ °C}$  sollen dadurch Wirkungsgrade von  $51,7\%$  bzw.  $53,2\%$  erreicht werden können [KLO99]. In einer Demkolec Studie wird von zukünftigen IGCC-Anlagen mit einer Blockleistung von bis zu  $555\text{ MW}$  und Netto-Wirkungsgraden von  $51,0\%$  berichtet [DEM99].

### Kraftwerk mit Druckwirbelschichtfeuerung

Mittels der Druckwirbelschichttechnik ist der Energieträger Kohle ebenfalls in einem Kombiprozeß einsetzbar. In einer stationären oder zirkulierenden Wirbelschichtfeuerung wird die Kohle bei Temperaturen zwischen  $850\text{ °C}$  und  $950\text{ °C}$  und bei Drücken bis  $1,6\text{ MPa}$  verbrannt. Eine anschließende Gasreinigung ermöglicht den Einsatz der druckaufgeladenen, heißen Rauchgase in einer Gasturbine. Zur Vermeidung von Agglomerationen im Wirbelbett ist es notwendig, die Ascheerweichungstemperatur sicher zu unterschreiten. Der zweite verfahrenstechnische Aspekt, durch den die Brennkammertemperatur begrenzt wird, ist die Forderung nach einer optimalen Entschwefelung. Aufgrund der begrenzten Temperaturen von Wirbelschichtfeuerungen von bis zu  $950\text{ °C}$ , liegt nach Spliethoff [SPLI00] der Wirkungsgrad in Betrieb befindlicher Anlagen bei  $40$  bis  $42\%$ . Geplante Anlagen sollen einen Wirkungsgrad von bis zu  $45\%$  erreichen können.

Das weltweit größte Kombikraftwerk mit Druckwirbelschichtfeuerung (siehe Bild 2.2) mit einer elektrischen Leistung von  $360\text{ MW}$  ist seit Mitte 2000 in Karita (Japan) in Betrieb.

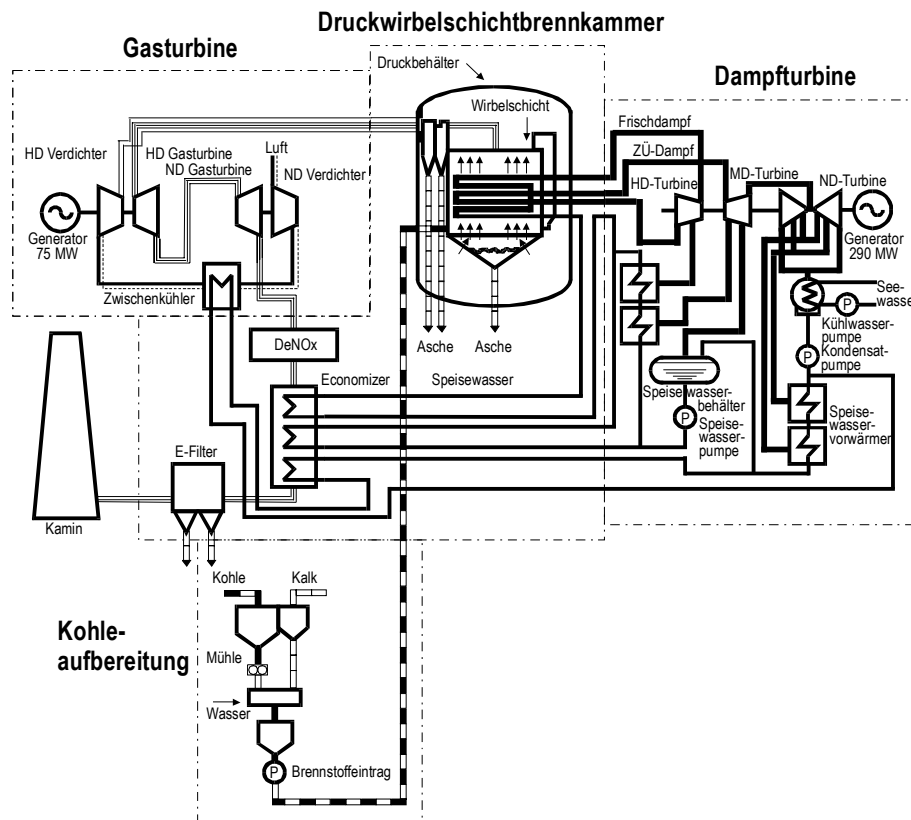
Druckaufgeladene, zirkulierende Wirbelschichtfeuerungen bieten Vorteile gegenüber stationären Feuerungen [JAH92]. Trotzdem wurden bislang nur Anlagen mit stationärer Wirbelschichtfeuerung kommerziell genutzt. An der Entwicklung von zirkulierenden Druckwirbelschichtfeuerungen wird in Finnland und Deutschland gearbeitet [REN94].

Für den Einsatz der Druckabgase einer Wirbelschichtfeuerung in einer Gasturbine ist eine sogenannte Heißgasreinigung notwendig. Dabei müssen die für die Gasturbine schädlichen Komponenten bei Temperaturen zwischen  $800\text{ °C}$  bis  $900\text{ °C}$  entfernt werden. Zur Vermeidung von Korrosion und Erosion müssen die Rauchgase entstaubt werden. Dabei stehen zwei Entstaubungsverfahren in Konkurrenz zueinander. In kommerziellen, stationä-

---

<sup>8</sup> ISO-TET = Theoretische Gasturbineneintrittstemperatur nach DIN ISO 2314

ren Anlagen werden derzeit Zyklonabscheider eingesetzt. Mit diesen Abscheidern lassen sich Abscheidegrade von 99 %, durch die Reihenschaltung zweier Zyclone, erzielen. Nachteilig bei diesem Verfahren sind die hohen Rauchgasgeschwindigkeiten und die damit verbundenen hohen Druckverluste. Nach Renz [REN94] werden mittels Zyklonabscheider die Anforderungen für heutige Gasturbinen nicht erfüllt und die Lebensdauer von Turbinenschaufeln und Tauchheizflächen auf 20000 bis 30000 h geschätzt.



**Bild 2.2:** Verfahrensfliessbild des Kombikraftwerks mit Druckwirbelschichtfeuerung Karita in Kanda (Japan) [VEE00]

Eine Alternative stellen sogenannte Filtrationsabscheider dar, die für den Einsatz in einem Kombikraftwerk mit zirkulierender Druckwirbelschichtfeuerung vorgesehen werden. Dazu zählen Kerzen-, Röhren-, Schlauch- oder Kreuzstromfilter, sowie Schütttschichtfilter. Für einen Einsatz im Kombikraftwerk fehlt bislang der Nachweis für die Zuverlässigkeit solcher Filtersysteme. Den höchsten Entwicklungsstand erreichen nach Renz [REN93] keramische Kerzenfilter. Ihr Vorteil gegenüber Zyklonabscheidern liegt in den niedrigen Anströmgeschwindigkeiten und den daraus resultierenden geringeren Druckverlusten. Laut Baumann [BAU94] lassen sich mit diesen Filtern Reingasstaubgehalte geringer als  $5 \text{ mg/m}^3$  (i.N.) erreichen. Röhrenfilter weisen einen ähnlich hohen Entwicklungsstand wie Kerzenfilter auf. Nach Jansson [JAN97] besteht noch Entwicklungsbedarf für Filterelemente und -materialien sowie für geeignete Konstruktionen und Anordnungen, um deren Zuverlässigkeit bei hohen thermischen und mechanischen Belastungen zu erhöhen. Wei-

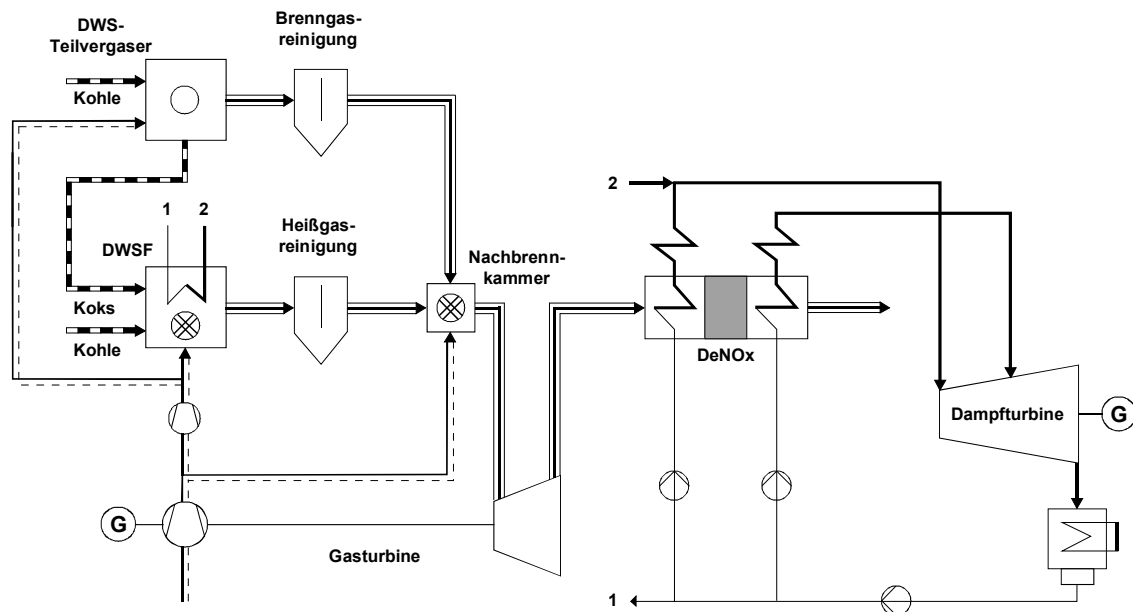
terhin ist fraglich, ob durch Alkalien im Gasturbinenarbeitsmittel in diesem Temperaturbereich Korrosion an Turbinenschaufeln hervorgerufen wird, die eine weitere Gasreinigung erforderlich machen würde.

### **Kraftwerk mit fortschrittlicher Druckwirbelschichtfeuerung**

Die Begrenzung der oberen Prozeßtemperatur (etwa 950 °C) beim Kombikraftwerk mit Druckwirbelschichtfeuerung hat einen entscheidenden Einfluß auf den Wirkungsgrad der Anlage. Durch Anhebung der Gasturbineneintrittstemperatur, kann der Wirkungsgrad eines Kombikraftwerks erheblich gesteigert werden. Moderne Gasturbinen können heute mit einer ISO-TET von 1150 °C bis 1250 °C betrieben werden. Dieses Potential kann durch die Druckwirbelschichttechnik alleine nicht erschlossen werden. Aus diesem Grund wird an der Umsetzung eines Kraftwerkskonzepts mit Wirbelschichtfeuerungen der zweiten Generation, auch als PFBC Second Generation, Advanced PFBC, Hybridprozeß oder Topping Cycle bezeichnet, gearbeitet. Das vereinfachte Prozeßschaltschema dieses Kraftwerkskonzepts zeigt Bild 2.3.

Bei diesem Konzept wird das Kombikraftwerk mit Druckwirbelschichtfeuerung um einen Druckwirbelschicht-Teilvergaser erweitert. Die Reaktoren werden gleichzeitig mit Kohle beaufschlagt. Im Verbrennungsreaktor wird zusätzlich der beim Vergaser anfallende Restkoks verbrannt. Sowohl das bei der Verbrennung entstehende Rauchgas als auch das im Vergaser erzeugte niederkalorische Brenngas werden bei einer wirbelschichttypischen Temperatur von ca. 850 °C von ihren festen Bestandteilen gereinigt. Die Abgase der Wirbelschichtfeuerung werden vor dem Eintritt in die Gasturbine durch Nachverbrennung des Schwachgases auf die geforderten Gasturbineneintrittstemperaturen aufgeheizt.

Die derzeit für das Kombikraftwerk mit Druckwirbelschichtfeuerung verwendete Heißgasreinigung wäre für den oben beschriebenen Kraftwerksprozeß nicht ausreichend, da die nachträgliche Temperaturanhebung zur Erweichung des Restaschegehalts im Rauchgas führen würde. Nach Bohn [BOH95] werden als Ursache dafür Anreicherungen von Alkalien im Feinstaub angesehen, wodurch die Ascheerweichungstemperatur auf etwa 1000 bis 1050 °C herabgesetzt wird. Neben einer effektiveren Staubabscheidung ist demnach auch eine Heißgasreinigung von gasförmigen Alkalien notwendig [JAN96].



**Bild 2.3:** Verfahrensschema eines Kombikraftwerks mit Druckwirbelschichtfeuerung und Kohleteilvergasung

Berechnungen von Nagel [NAG99] haben ein Wirkungsgradpotential (Netto-Wirkungsgrad) für ein Kombikraftwerk mit fortschrittlicher Druckwirbelschichtfeuerung von 51 % basierend auf einer thermischen Anlagenleistung von 400 MW mit einer ISO-TET von 1300 °C und Frischdampfparametern von 560 °C/26 MPa ergeben. Mit weiter steigenden Gasturbineneintrittstemperaturen gibt der Verfasser ein langfristiges Potential von 55 % an. Bei den Prozessen wurde allerdings Trockenbraunkohle als Brennstoff eingesetzt.

### Kraftwerk mit indirekt befeuerter Gasturbine

Eine andere Entwicklungslinie wird mit dem Externally Fired Combined Cycle (EFCC) verfolgt. Dieser in erster Linie in der amerikanischen Forschung untersuchte Kraftwerksprozeß basiert auf einer mit Heißluft betriebenen Gasturbine und atmosphärischer Kohlenstaubfeuerung mit flüssigem Ascheabzug (konventionelle Schmelzkammerfeuerung) [VAN93, LAH94, KOR97]. Das vereinfachte Prozeßschaltbild ist in Bild 2.4 wiedergegeben. Detaillierte Schaltungen sind von Edelmann [EDE97] dargestellt und analysiert worden.

Die Rauchgaswärme der Schmelzfeuerung wird in einem Hochtemperaturwärmeübertrager (HTWÜ) auf komprimierte Verdichterluft übertragen, so daß, im Gegensatz zu einer direkten Beaufschlagung der Gasturbine mit Verbrennungsabgasen, die Gasturbine mit einem sauberen Arbeitsmittel betrieben werden kann, ohne den gesamten Rauchgasstrom intensiv reinigen zu müssen.

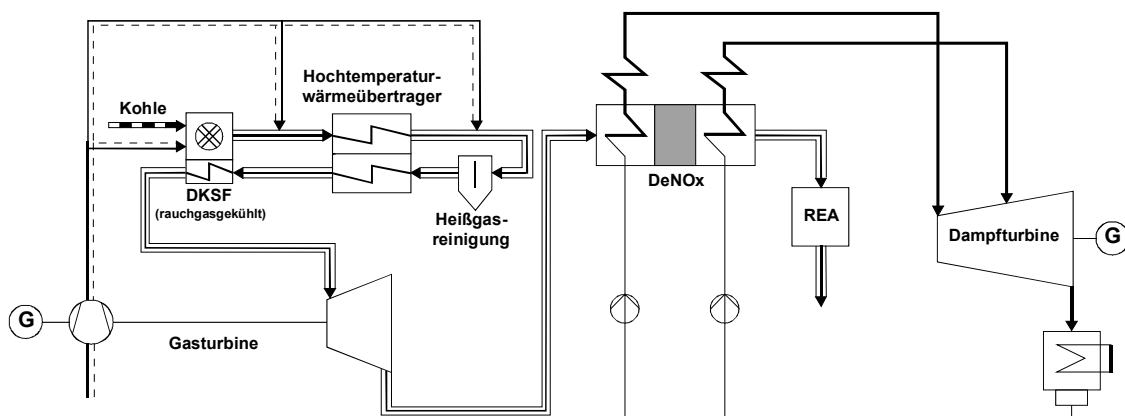


binden und damit Wirkungsgrade für einen kohlebefeuchten Kraftwerksprozeß von über 50 % zu verwirklichen.

### 2.3.1 Anlagen mit Hochtemperaturwärmeübertrager

Ähnlich dem Konzept des Kombikraftwerks mit indirekt befeuerter Gasturbine, basiert das Kombikraftwerk mit DKSF und HTWÜ auf einem keramischen Wärmeübertrager, mittels dem die Verbrennungswärme vom Rohgas einer druckaufgeladenen Schmelzkammerfeuerung auf das Reingas nach zwischengeschalteter Heißgasreinigung übertragen wird. Bild 2.5 zeigt vereinfacht den Verfahrensablauf.

In einer als Zyklon ausgeführten, druckaufgeladenen Schmelzkammerfeuerung wird aus Kohle und Luft ein heißes Rohgas erzeugt, welches die Brennkammer mit einer Temperatur oberhalb der Ascheschmelztemperatur verläßt. Zur Vermeidung von Verschlackungen innerhalb des HTWÜ wird das Rohgas auf die Betriebstemperatur des Wärmeübertragers durch Zugabe von Luft abgekühlt. Die maximale Betriebstemperatur des HTWÜ wird dabei unter dem Gesichtspunkt der Verschlackung hauptsächlich von den Hafteigenschaften der im Brennstoff enthaltenen Asche bestimmt.



**Bild 2.5:** Prozeßschaltschema eines Kombikraftwerks mit Druckkohlenstaubeuerung und Hochtemperaturwärmeübertrager

Nach dem Wärmeübertrager werden die Aschepartikel des Rohgasstroms in einer aus der Druckwirbelschichttechnik bekannten Heißgasreinigung, durch Einsatz keramischer Kerzenfilter, bei Temperaturen unterhalb 1000 °C, entfernt. Anschließend wird das gereinigte Rauchgas in dem HTWÜ durch die Wärmeabgabe des Rohgases wieder aufgeheizt. Da das Rohgas mit einer Temperatur unterhalb des Ascheschmelzpunkts in den HTWÜ eintritt, kann das Reingas nur mit einer zusätzlichen Temperaturdifferenz unterhalb der Ascheschmelztemperatur wieder aufgeheizt werden. Mit diesem Kraftwerkskonzept sollen Rauchgastemperaturen für moderne Gasturbinen (ISO-TET 1200 °C) erreicht werden. Diese Tatsache macht eine weitere Besonderheit des Kombikraftwerkskonzepts mit HTWÜ notwendig: Aufheizung des Reingases nach dem HTWÜ im Mantel der Schmelz-

kammerfeuerung. Somit dient dieses Reingas gleichzeitig als Kühlmittel für die Druckfeuerung und als Arbeitsmittel für die nachfolgende Gasturbine. Der Gasturbine ist anschließend ein konventioneller Abhitzedampfprozeß mit Rauchgasentstickung und -entschwefelung nachgeschaltet.

An der TU Braunschweig wird in einer atmosphärischen Anlage ein keramischer Wärmeübertrager mit Heißgasreinigung unter realistischen Bedingungen betrieben. Bisherige Versuche nach Ehlers [EHL01] haben bei folgenden Untersuchungsschwerpunkten positive Ergebnisse gezeigt:

- thermische Belastbarkeit des HTWÜ,
- Hochtemperaturkorrosion,
- Staubdichtigkeit bei gleichzeitiger thermischer Dehnung im HTWÜ,
- Reingasstaubgehalt.

Weiterhin wurden Untersuchungen zur Verschmutzung des Wärmeübertragers und zur Regenerierbarkeit der Filterkerzen der Heißgasreinigung durchgeführt, die allerdings noch keine belastbaren Aussagen ermöglichen.

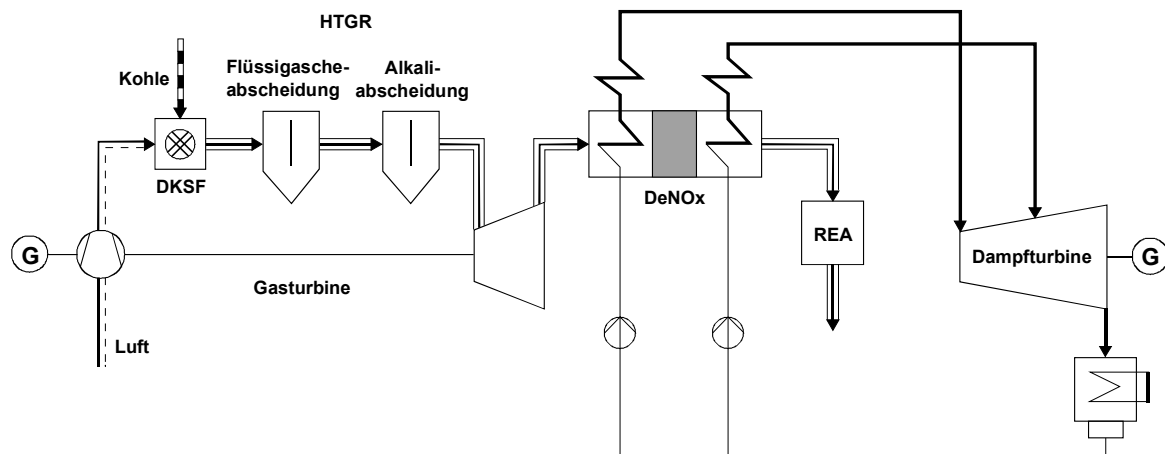
Unter den in [LEI95, EHL98] dargestellten Randbedingungen und Annahmen haben Leithner und Ehlers für ein Kombikraftwerk mit Hochtemperaturwärmeübertrager einen Netto-Wirkungsgrad von 50,9 % berechnet.

### **2.3.2 Anlagen mit Hochtemperaturgasreinigung (HTGR)**

Bei dem Kraftwerksprozeß mit DKSF und Hochtemperaturgasreinigung (HTGR) handelt es sich um einen kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozeß mit druckaufgeladener Schmelzkammerfeuerung und anschließender Gasreinigung, die die Beaufschlagung der Gasturbine mit den Verbrennungsabgasen ermöglichen soll (Bild 2.6).

Bei diesem Prozeß wird die eingesetzte Kohle in einer druckaufgeladenen Schmelzkammerfeuerung bei Temperaturen oberhalb des Ascheschmelzpunkts (z.B.  $> 1285\text{ °C}$  Steinkohle Ens Dorf) der eingesetzten Kohle und bei Drücken zwischen 1,5 MPa und 2,5 MPa verbrannt. Bei dieser Temperatur liegt die Asche in flüssiger Form in der Brennkammer vor. Um Eintrittstemperaturen moderner Gasturbinen realisieren zu können, müssen die Rauchgase mit Temperaturen  $> 1300\text{ °C}$  zur Turbine geleitet werden. Aus den Prozeßtemperaturen ergeben sich hohe Anforderungen an die Kraftwerkskomponenten. Für den Einsatz im heißen Rauchgasweg können nur keramische Materialien eingesetzt werden, da sie sowohl hohen Temperaturen als auch Erosions- und Korrosionseinflüssen standhalten müssen.





**Bild 2.6:** Vereinfachtes Verfahrensfliessbild eines Kombikraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung (DKSF) und Hochtemperaturgasreinigung (HTGR)

Zur Realisierung dieser Kraftwerkskonzeption ist eine Abscheidung schmelzflüssiger Flugasche und dampfförmiger Alkalien aus den Brennkammerabgasen zwingend erforderlich. Bei einer Beaufschlagung der Gasturbine mit den ungereinigten Rauchgasen käme es einerseits zu Erosionserscheinungen und Anbackungen der Asche an den Turbinenschaufeln. Andererseits wäre durch Kondensation der Alkalien Korrosion auf den Schaufeloberflächen zu erwarten.

Die Anforderungen an eine Hochtemperaturgasreinigung werden von Seiten der Gasturbinenhersteller definiert. Diese werden aufgrund unzureichender Erfahrungswerte beim rauchgasbeaufschlagten Betrieb von Gasturbinen aus den Erkenntnissen ölbefuerter Gasturbinenanlagen abgeleitet. Daraus ergeben sich die in Tabelle 2.1 aufgeführten Schadstoffgrenzwerte [HAN97a, BMF92, GWO94]:

**Tabelle 2.1:** Anforderungen an die Rauchgasqualität am Gasturbineneintritt

	Begrenzung	Grenzwerte
Maximale Staubbeladung	Erosion	5 - 10 mg/m <sup>3</sup> (i.N.)
Maximaler Partikeldurchmesser	Erosion	5 µm
Zustand der Aschepartikel	Beläge	fest
Alkaliengehalte (Summe Na + K)	Korrosion	0,01 - 0,024 ppm
Calcium	Beläge	2,5 mg/m <sup>3</sup> (i.N.)
Blei	Korrosion	0,25 mg/m <sup>3</sup> (i.N.)
Vanadium	Korrosion	0,125 mg/m <sup>3</sup> (i.N.)
Halogene	Korrosion	im ppm-Bereich

Die angegebenen Grenzwerte können nicht als feststehend betrachtet werden, sondern hängen unter anderem vom Schaufel- und Beschichtungsmaterial der Gasturbine ab. Eine endgültige Festlegung wird erst nach Langzeituntersuchungen in realen Rauchgasen möglich sein [HAN97a]. Mit steigenden Gasturbineneintrittstemperaturen ist mit noch höheren

Anforderungen an die Rauchgasreinheit zu rechnen [DUE99]. Diese Aussage wird durch variierende Grenzwerte, die in den letzten Jahren veröffentlicht wurden, unterstrichen. Auf dem ersten Druckflamm Statusseminar 1998 wurden von Förster [FÖR99] als Grenzwerte, nach Angaben von Turbinenherstellern, für ein gasturbinenverträgliches Rauchgas ein Partikelgehalt  $< 3 \text{ mg/m}^3$  (i.N.) bei einem Partikeldurchmesser  $< 3 \text{ }\mu\text{m}$  und einem Alkaligehalt  $< 1 \text{ ppm}$  angegeben.

Dem Gasturbinenprozeß ist ein konventioneller Abhitzedampfprozeß mit Entstickung und anschließender nasser Rauchgasentschwefelungsanlage nachgeschaltet.

Berechnungen nach Wellenkamp [WEL92] haben auf Basis einer Siemens Gasturbine V94.3 einen Netto-Wirkungsgrad von 51 % ergeben. Nach Leithner [LEI94] wurde für einen Kombiprozeß mit DKSF und HTGR mit einer Gasturbineneintrittstemperatur von  $1300 \text{ }^\circ\text{C}$  und einem Verdichterdruckverhältnis von 15 ein Netto-Wirkungsgrad von 52,4 % ermittelt. Bei beiden Verfassern ist als Brennstoff Steinkohle zugrunde gelegt worden.

### 2.3.3 DKSF Versuchsanlagen

Zur Entwicklung eines Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR sind umfangreiche Grundlagenforschungen auf dem Gebiet der Verbrennung von Kohle und der Rauchgasreinigung unter hohem Druck und hoher Temperatur notwendig. Dazu werden in Deutschland mehrere Versuchsanlagen im Labormaßstab betrieben, um Erkenntnisse zu diesem Forschungsgebiet beizutragen. Die Anlagen mit den zur Zeit höchsten thermischen Leistungen sind die Klein-Pilot-Druckkohlenstaubfeuerungsanlage Dorsten (DKSF Dorsten)<sup>9</sup> mit einer thermischen Leistung von 1 MW und die Druckkohlenstaubfeuerungsanlage Aachen (DKSF Aachen)<sup>10</sup> mit einer thermischen Leistung von 400 kW. Zur Einschätzung des Entwicklungsstands der entscheidenden Komponenten für ein Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR werden die beiden Versuchsanlagen, die an ihnen durchgeführten Untersuchungsschwerpunkte und daraus resultierende Forschungsergebnisse kurz dargestellt.

#### Klein-Pilot-Druckkohlenstaubfeuerungsanlage Dorsten (DKSF Dorsten)

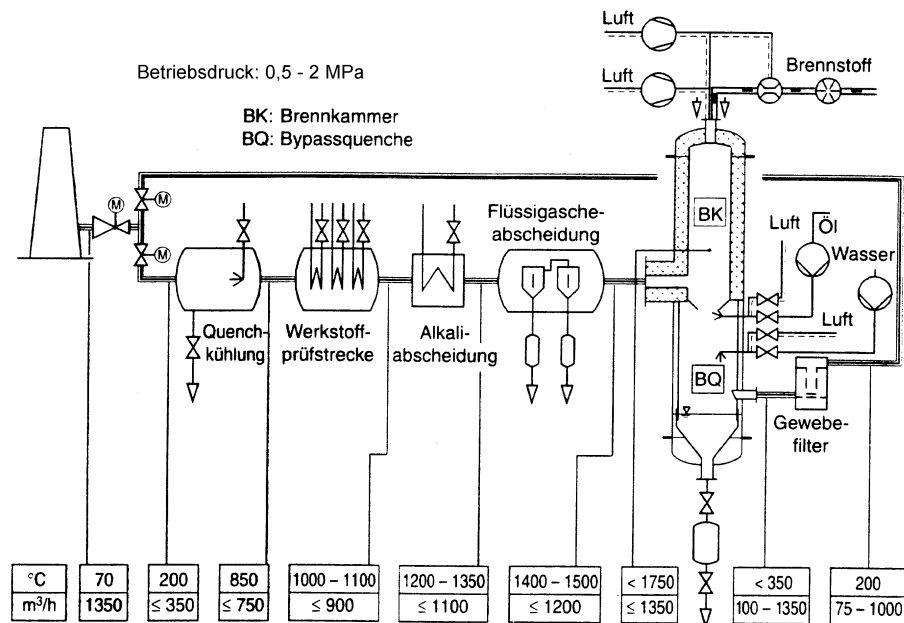
Im Rahmen eines vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie geförderten Verbundprojekts wird in Deutschland von Partnern aus der Energieversorgung, dem Kraftwerks- und Anlagenbau sowie dem Hochschulbereich eine Klein-Pilot-DKSF-Anlage zur Untersuchung der Druckkohlenstaubfeuerung betrieben. Der Schwerpunkt der Untersuchungen in Dorsten liegt, neben der Erprobung von Feuerfestmaterialien, in der Erforschung der Flüssigascheabscheidung [HAN97a].

---

<sup>9</sup> betrieben von der Druckkohlenstaubfeuerung GbR

<sup>10</sup> betrieben von dem Institut für Wärmeübertragung und Klimatechnik (WÜK) der RWTH Aachen

Auf dem Gelände der Zeche *Fürst Leopold* in Dorsten ist die in Bild 2.7 schematisch dargestellte Anlage im Jahr 1991 errichtet worden.



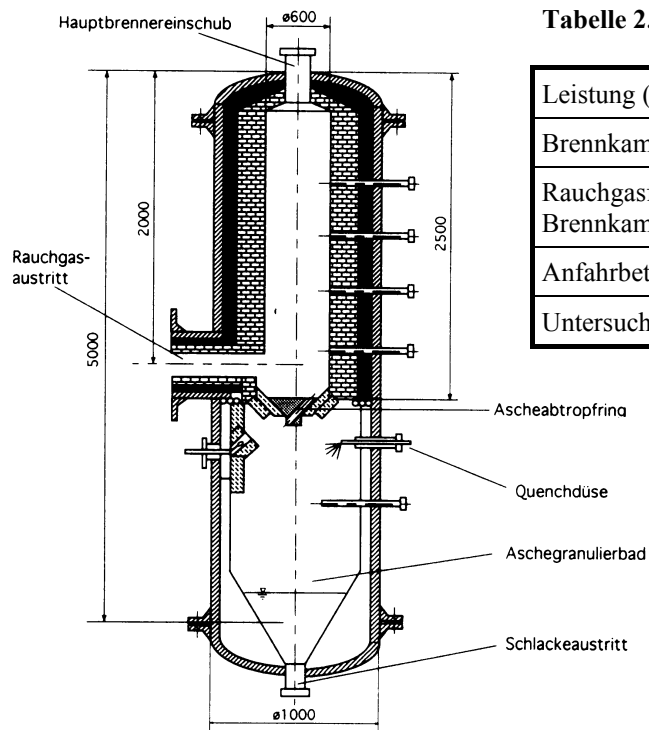
**Bild 2.7:** Schema der DKSF-Pilotanlage in Dorsten [HAN97a]

Die Anlage kann bis zu einer thermischen Leistung von 1 MW bei einem maximalen Druck von 1,6 MPa betrieben werden. Die Kohle<sup>11</sup> wird bei maximalen Temperaturen von 1750 °C verbrannt. An die als Schmelzkammer ausgeführte Brennkammer schließt sich die Rauchgasreinigung, bestehend aus der Flüssiggasabscheidung und der Alkaliabscheidung, an. Gleichzeitig ist eine Prüfstrecke in die Rauchgasleitung integriert, in der das Verhalten verschiedener Turbinenschaufelmaterialien im Rauchgas untersucht werden kann. Nach Bär [BÄR00] wurde der Entwicklung der Gasturbinentechnik u. a. auf dem Gebiet der Schaufelkühlung Rechnung getragen, in dem eine Werkstoffprüfapparatur mit einer filmgekühlten Materialprobe entwickelt wurde, wodurch realitätsnahe Werkstofftests zur Untersuchung der Auswirkungen des vorgereinigten Heißgases auf die Turbinenschaufelung durchgeführt werden können.

Die DKSF-Brennkammer in Dorsten dient hauptsächlich zur Erzeugung heißer unter Druck stehender und mit flüssigen Aschepartikeln beladener Rauchgase. Bild 2.8 zeigt die Laborbrennkammer mit den wichtigsten technischen Daten (Tabelle 2.2). Untersuchungsschwerpunkt an der Brennkammer ist die Erprobung feuerfester Ausmauerungen, die den hohen Temperaturen und der korrosiven, schmelzflüssigen Asche standhalten. Weiterhin werden die Brennergeometrie, sowie die Brennereinstellung bezüglich Luftzahl, -stufung und -drall dahingehend optimiert, um einen stabilen und sicheren Betrieb der Anlage zu

<sup>11</sup> ausschließlich Steinkohle

gewährleisten. Der genaue Aufbau und die Betriebsweise der Brennkammer werden in [WEB92, WEB93, ROH95, HAN97b] beschrieben.



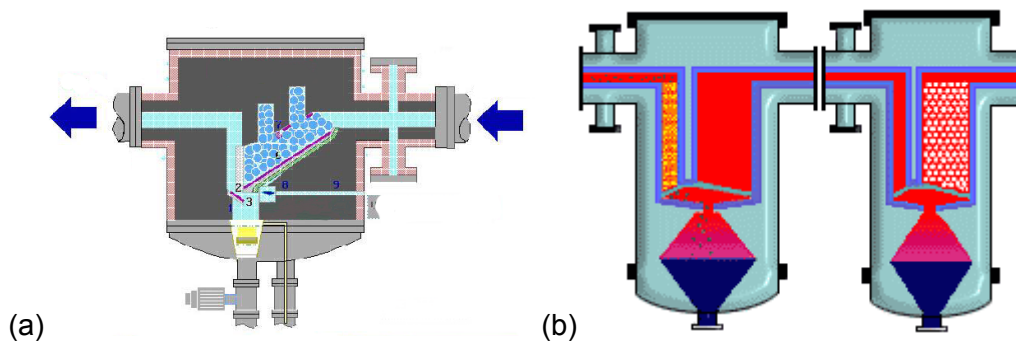
**Tabelle 2.2:** Technische Daten DKSF Dorsten

Leistung (thermisch)	1 MW
Brennkammerdruck (max.)	1,6 MPa
Rauchgasführung in der Brennkammer	seitlicher Rauchgasaustritt
Anfahrbetrieb	Ölfeuer
Untersuchungsschwerpunkte	Flüssigascheabscheidung

**Bild 2.8:** Laborbrennkammer in Dorsten mit Druckkohlenstaubfeuerung [SCHÄ99]

Neben der DKSF-Brennkammer wird in Dorsten ein Apparat mit integrierter Hochtemperaturgasreinigung betrieben. Zur Realisierung der Hochtemperaturgasreinigung wurden bereits mehrere Abscheidervarianten untersucht [WEB93, HAN96, HAN97b, PRA97]. Die größten Erfolge an der DKSF Dorsten werden zur Zeit mit einem Schütttschichtabscheider erzielt [FÖR01b]. Bild 2.9 (a) zeigt den sogenannten Flüssigascheabscheider (FAA) aus dem Jahre 1997 [HAN97b]. Der FAA besteht aus einer Kugelschüttung aus schmelzgegosenen und isostatisch gepreßten Keramiken mit hohem  $\text{Cr}_2\text{O}_3$ -Anteil und dichter Oberfläche.

Laut Förster [FÖR99] haben Messungen der Partikel nach dieser Reinigungsstufe ergeben, daß Partikel mit einem Durchmesser von  $> 5 \mu\text{m}$  sicher abgeschieden werden. Der Reingaspartikelgehalt lag reproduzierbar zwischen 120 und  $300 \text{ mg/m}^3$  (i.N.), abhängig von Einsatzkohle, Temperatur, Druck und Abscheiderparametern.



**Bild 2.9:** Prinzipbild des Flüssigascheabscheiders der DKSF-Anlage in Dorsten  
(a) Stand 1997 [HAN97b] (b) Stand 2002 [STE02]

Zur Zeit liegt der Schwerpunkt der Untersuchungen in Dorsten auf der sogenannten Feinstpartikelabscheidung, da insbesondere Partikel  $< 5 \mu\text{m}$  den bisherigen FAA scheinbar ungehindert passieren konnten. Laut Förster [FÖR01b] wurde festgestellt, daß eine weitere Partikelreduktion mit auf Trägheitskräften beruhenden Abscheidesystemen nur mit hohem Aufwand durchführbar ist (hohe Geschwindigkeiten, hoher Druckverlust). Berechnungen nach van der Zwaag [ZWA02] haben gezeigt, daß selbst bei hohen Anströmgeschwindigkeiten mit der eingesetzten Kugelschüttung unterhalb eines Partikeldurchmessers von  $1 \mu\text{m}$  nur geringe Abscheidewirkung aufgrund von Trägheitskräften erzielt werden kann.

Aus diesem Grund wurde eine zweite Abscheiderstufe zur Minderung des Feinstpartikelgehalts vorgesehen (Bild 2.9 (b)). Zur Realisierung einer zweiten Abscheiderstufe wurde ein neuer FAA gebaut. Die zweite Stufe soll zur Abscheidung von Partikeln  $< 5 \mu\text{m}$  genutzt werden. Zur Abscheidung wurde eine Schüttung eingebracht, bei der Materialkombinationen aus zirkonoxidhaltiger und chromoxidhaltiger Keramik verwendet wurden. Im Gegensatz zu einer Schüttung, die ausschließlich mit chromoxidhaltiger oder aluminiumoxidhaltiger Keramik aufgebaut wurde, und im Gegensatz zu einem Abscheider aus Schaumkeramik fanden sich nach Versuchen mit dieser Schüttung Ablagerungen auf den Kugeln, die aus abgeschiedenen Schlacketröpfchen bestanden [FÖR01a].

Mit dieser Anordnung konnte der Partikelgehalt von ca.  $350 \text{ mg/m}^3$  (i.N.) in die Größenordnung unter  $200 \text{ mg/m}^3$  (i.N.) gesenkt werden. Unter Berücksichtigung der verwendeten Meßapparatur zur Bestimmung der Partikelgehalte nach dem FAA können laut Förster [FÖR01a] noch ca.  $150 \text{ mg/m}^3$  (i.N.) kondensierter Sulfate (Mischsulfate, Natrium-, Kaliumsulfate) in Abzug gebracht werden, so daß sich ein effektiver Reingaspartikelgehalt von ca.  $50 \text{ mg/m}^3$  (i.N.) ergeben hat. Verglichen mit den Partikelgehalten, die während des ersten „Druckflam“ Statusseminars genannt worden sind, wurde damit eine deutliche Reduzierung des Partikelgehalts nach der Flüssigascheabscheidung erzielt.

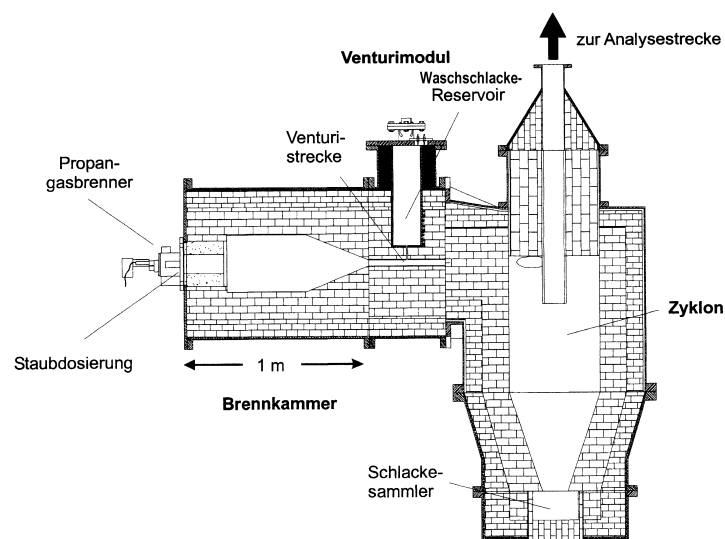
Grundlagenuntersuchungen konzentrieren sich derzeit auf die Erklärung der an der Dorstener Anlage beobachteten Phänomene. In einer Laboranlage sind Vorversuche durchgeführt worden, um Aussagen über die Anwendbarkeit elektrostatischer Abscheidemethoden zur

weiteren Reduktion der Partikelmassenkonzentration des Rauchgases zu gewinnen. Zur Verbesserung des Abscheidegrads des oben beschriebenen Feinstpartikelabscheiders wird an der Einbringung eines von außen aufgezwungenen elektrostatischen Feldes gearbeitet. Eine genauere Beschreibung des Verfahrensprinzips kann in [WEB00] nachgelesen werden.

Des weiteren sind auch einige gasförmige gasturbinenschädigende Bestandteile (Alkalien, Halogene) aus dem Rauchgas abzuscheiden. Messungen an der Versuchsanlage in Dorsten weisen darauf hin, daß die dampfförmigen alkalischen Bestandteile im Rauchgas relativ gut von der flüssigen Schlacke eingebunden werden, so daß durch Lösung der Schlackeproblematik eventuell auch die Abscheidung der Alkalien gelöst sein könnte.

Laut Förster [FÖR01a] wird die Hochtemperaturgasreinigung und damit das Kombikraftwerk mit DKSF nach derzeitigem Kenntnisstand als realisierbar angesehen.

Ein anderes Konzept zur Reinigung der Feuerungsabgase von den schmelzflüssigen Aschepartikeln wird mit dem am IEHK<sup>12</sup> entwickelten Venturiwaschverfahren verfolgt [BEC99]. Abbildung 2.13 zeigt die Prinzipskizze der in Aachen betriebenen Versuchsanlage zur Heißgasreinigung.



**Bild 2.10:** Prinzipskizze der Heißgasreinigungsanlage am Institut für Eisenhüttenkunde der RWTH Aachen [BEC99]

Sie besteht aus einer Brennkammer, einem Venturiwäscher (Agglomerationsstrecke) und einem Hochtemperaturzyklon. Mittels eines Propangasbrenners wird Rauchgas erzeugt, das durch dosierte Zugabe von Partikeln auf einen definierten Staubgehalt konditioniert werden kann. Durch diskontinuierliche Eindüsung von flüssiger Schlacke (Waschschlacke)

<sup>12</sup> IEHK = Institut für Eisenhüttenkunde RWTH Aachen

werden die Partikel in der Venturistrecke agglomeriert. Die Waschschlacke wird in einem Induktionsofen aufgeschmolzen und der Anlage über ein beheizbares Reservoir zugeführt. Die Abscheidung der agglomerierten Partikel erfolgt im Hochtemperaturzyklon.

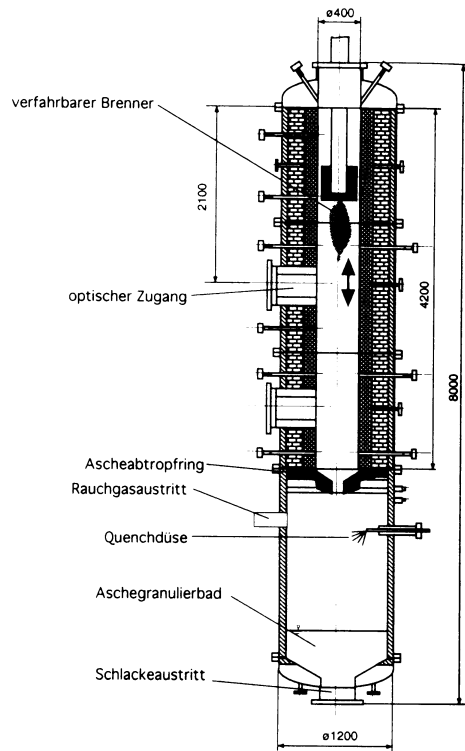
Die Leistung der Heißgasreinigungsanlage beträgt maximal 120 kW. Im stationären Betrieb kann eine Mindesttemperatur von 1300 °C in allen Anlagenbauteilen erreicht werden [WEI97]. Im Gegensatz zur Dorstener Versuchsanlage wird die Heißgasreinigungsanlage des IEHK unter atmosphärischem Druck betrieben. Der Nachweis der Realisierbarkeit dieses Verfahrens unter Druck muß noch erbracht werden.

Bei den Untersuchungen von Becker [BEC99], wurde das Rauchgas des Propanbrenners mit einer Flugasche einer Schmelzkammerfeuerung konditioniert. Daraus ergab sich eine Partikelgrößenverteilung des beladenen Rauchgases von  $d = 0,5$  bis  $50 \mu\text{m}$ , wobei im Durchschnitt mehr als 70 % der Partikel einen Durchmesser kleiner  $1 \mu\text{m}$  aufwiesen. Die Konzentrationen der Partikelgehalte im Rauchgas betrugen bei den Versuchen zwischen  $5,3$  bis  $8,3 \text{ g/m}^3$  (i.N.).

Die an der Versuchsanlage erzielten Reingasmessungen beschränken sich auf einen Feinkornbereich von  $0,4 \mu\text{m} < d < 2,5 \mu\text{m}$ , da das verwendete Partikelmeßsystem für den Grobkornbereich ( $2,5 \mu\text{m} < d < 90 \mu\text{m}$ ) nicht geeignet war. Somit ließen die Messungen keine Aussagen über die absolute Partikelkonzentration und -verteilung im Reingas zu. Der Verfasser berichtet, daß in Versuchen zur Abscheidung von Feinstpartikeln in der Versuchsanlage gezeigt werden konnte, daß es möglich ist, die Partikelkonzentration bei Partikeln mit  $d < 1,5 \mu\text{m}$  durch Agglomeration mit einer Waschflüssigkeit im Venturiwäscher um mehr als 75 % zu reduzieren.

### **Druckkohlenstaubfeuerungsanlage Aachen (DKSF Aachen)**

Bild 2.11 zeigt den Aufbau der Laborbrennkammer in Aachen mit deren wichtigsten technischen Daten (Tabelle 2.3). Im Unterschied zur Dorstener Versuchsanlage liegen die Untersuchungsschwerpunkte in Aachen auf den Abläufen bei der Druckverbrennung. Insbesondere werden der Einfluß des Verbrennungsdrucks, der betrieblichen und konstruktiven Brennerparameter auf Pyrolyse-, Verbrennungs-, sowie auf Schadstoffbildungs- und Schadstoffreduktionsvorgänge untersucht. Beschreibungen zum genauen Aufbau der Brennkammer und den verwendeten Meßeinrichtungen zur Untersuchung der vorgenannten Schwerpunkte können in [REN99, REN00] nachgelesen werden.

**Tabelle 2.3:** Technische Daten DKSF Aachen

Leistung (thermisch)	400 kW
Brennkammerdruck (max.)	1,3 MPa
Rauchgasführung in der Brennkammer	gesamter Rauchgasstrom durch Ascheabtropfloch
Anfahrbetrieb	Ölfeuer, elektrische Begleitheizung

**Bild 2.11:** Laborbrennkammer in Aachen mit Druckkohlenstaubfeuerung [SCHÄ99]



### 3 Berechnungsgrundlagen

Hauptaufgabe bei der Entwicklung eines Berechnungsmodells ist die Ermittlung und Beschreibung der ablaufenden Prozesse unter Berücksichtigung der bekannten physikalischen Gesetze und die Umsetzung der Berechnungen in Algorithmen, um die Lösung aller aufgestellten und voneinander abhängigen Gleichungen durch eine moderne Datenverarbeitungsanlage zu ermöglichen.

Die Berechnungsalgorithmen wurden in *Microsoft (MS) Excel*, einem weit verbreiteten Tabellenkalkulationsprogramm für das Betriebssystem *MS Windows*, implementiert. Das darin integrierte *Visual Basic for Applications (VBA)* ermöglicht die Programmierung eigener Funktionen sowie die dynamische Einbindung externer Funktionsbibliotheken und deren Verwendung innerhalb der Tabellenkalkulation. Auf diesem Weg werden selbsterstellte Stoffwertefunktionsbibliotheken verfügbar gemacht. Außerdem kann der Ablauf der iterativen Rechnung durch *VBA*-Makros gesteuert werden. Durch die sequentielle Lösung der Teilmodelle wird eine gute Konvergenz des Gesamtmodells erreicht.

Die Modelle der Kraftwerkskomponenten basieren auf den physikalischen Zusammenhängen innerhalb der Aggregate. Der Detaillierungsgrad der Modelle wurde soweit verfeinert, daß die für die Komponenten zu treffenden Annahmen hauptsächlich auf klar definierbaren Werkstoff- oder betriebsbedingten Grenzen zurückzuführen sind. Durch Variationsrechnungen und Analyse der Ergebnisse sind die getroffenen Annahmen auf Plausibilität geprüft worden. Die für die Berechnungen verwendeten Annahmen und Randbedingungen werden nachfolgend bei der Beschreibung der Berechnungsgrundlagen der Anlagenkomponenten bzw. im Anhang angegeben, da die Ergebnisse der Auslegungsrechnungen stark von diesen Eingangsgrößen abhängig sind.

#### 3.1 Energie- und Exergiebilanzen

Zur Bewertung von Energiewandlungsprozessen ist es erforderlich, das thermodynamische System durch eine gedachte Bilanzgrenze von seiner Umgebung abzutrennen. Die Wechselwirkung dieses Systems mit der Umgebung und sein Zustand sind durch thermodynamische Variablen beschreibbar. Für eine thermodynamische Analyse eines Kraftwerksprozesses hinsichtlich eines optimalen Gesamtanlagenwirkungsgrads, müssen Bilanzgrenzen einerseits um den Gesamtprozeß und andererseits um jeden Teilapparat, in dem eine Energiewandlung stattfindet, gelegt werden. Durch diese Bilanzgrenzen können Massen- bzw. Stoffmengenbilanzen, Energiebilanzen sowie Entropie- und Exergiebilanzen aufgestellt und gelöst werden.

## Energiebilanzen

Die in der vorliegenden Arbeit untersuchten Kraftwerksprozesse werden für den stationären Vollastbetriebspunkt ausgelegt. Zur Lösung der Energiebilanz kommt der 1. Hauptsatz der Thermodynamik für stationäre Fließprozesse zur Anwendung. Danach gilt, daß die Summe der zugeführten gleich der Summe der abgeführten Energie sein muß:

$$\sum \dot{H}_{zu} + P_{zu} = \sum \dot{H}_{ab} + P_N + \sum \dot{H}_V + \sum \dot{Q}_V \quad (3.1)$$

Wie in Gleichung 3.1 zu erkennen, wird unterschieden, ob die abgeführte Energie einem anderen Kontrollraum ( $\dot{H}_{ab}$ ), als elektrische Nutzleistung  $P_N$  oder als Verlustenthalpie  $\dot{H}_V$  (z.B. Abgas) bzw. bei nicht adiabaten Prozessen als Verlustwärme ( $\dot{Q}_V$ ) über die Bilanzgrenze abgeführt wird.

## Exergiebilanzen

Nach der Definition von Rant [RAN56] setzt sich die Energie aus zwei Teilen zusammen. Unter Mitwirkung einer vorgegebenen Umgebung wird der Anteil, der sich in jede andere Energieform umwandeln läßt als *Exergie* und der nicht umwandelbare als *Anergie* bezeichnet.

Durch das Aufstellen und Lösen der Exergiebilanz ist es möglich, die Irreversibilitäten, die von allen technischen Prozessen hervorgerufen werden, näher bestimmen zu können. Dadurch sollen Verbesserungspotentiale zur Erhöhung des erreichbaren Wirkungsgrades bei der Umwandlung von innerer Energie in Arbeit aufgezeigt werden. Ebenso wie bei der Energiebilanz wird die Exergiebilanz für einen Kontrollraum aufgestellt, in dem die Exergie aller zu- und abgeführten Stoff- und Wärmeströme und der Arbeiten bestimmt wird. Die sich ergebende Differenz zwischen zu- und abgeführten Exergieströmen entspricht dem Exergieverlust durch Irreversibilitäten im Bilanzraum. Neben der gewünschten elektrischen Energie (Nutzexergie) verlassen den Kraftwerksprozeß noch weitere exergiebehaftete Stoff- und Wärmeströme (z.B. Abgas, im Kondensator abgeführte Wärme), die nachfolgend als Verlustexergieströme bezeichnet werden.

## Exergie der Wärme

Für einen Wärmestrom, der in einem von  $T_1$  und  $T_2$  begrenzten Temperaturintervall aufgenommen bzw. abgegeben wird, berechnet sich der insgesamt übertragene Exergiestrom nach Baehr [BAE96]:

$$\dot{E}_{Q12} = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_u}{T}\right) d\dot{Q} = \dot{Q}_{12} - T_u \cdot \int_1^2 \frac{d\dot{Q}}{T} = \dot{Q}_{12} - T_u \cdot \dot{S}_{Q12} = \left(1 - \frac{T_u}{T_m}\right) \cdot \dot{Q}_{12} \quad (3.2)$$

Dabei entspricht das Verhältnis von übertragenem Wärmestrom  $\dot{Q}_{12}$  zu Entropietransportstrom  $\dot{S}_{Q12}$  der thermodynamischen Mitteltemperatur  $T_m$ .

Am Beispiel des Exergieverlusts bei der Wärmeübertragung lassen sich die hervorgerufenen Irreversibilitäten sehr anschaulich für zwei Systeme A und B mit den Temperaturen  $T_B > T_A$  in einem adiabaten Gesamtsystem zeigen [BAE96]:

$$\dot{E}_{VQ_{AB}} = T_u \cdot \dot{S}_{irr} = T_u \cdot \left( \frac{T_B - T_A}{T_A \cdot T_B} \right) \cdot \dot{Q}_{AB}. \quad (3.3)$$

Für  $T_A$  und  $T_B$  ist die jeweilige thermodynamische Mitteltemperatur einzusetzen, wenn die Wärmeübertragung bei gleitender Temperatur (Wärmeübertrager) stattfindet. Aus Gl. (3.3) ist zu erkennen, daß bei gleicher Temperaturdifferenz der relative Exergieverlust bei hohen Temperaturen wesentlich kleiner ist als bei niedrigen Temperaturen. So dürfen beispielsweise bei der Wärmeübertragung im Dampferzeuger viel höhere Temperaturdifferenzen als im Kondensator zugelassen werden, ohne einen bestimmten relativen Exergieverlust zu überschreiten.

### Exergie eines stationär strömenden Fluids

Unter Vernachlässigung der potentiellen und kinetischen Energien ergibt sich die spezifische Exergie eines stationär fließenden Stoffstroms<sup>13</sup> aus Gl. (3.4) [BAE96]:

$$e = h - h_u - T_u \cdot (s - s_u). \quad (3.4)$$

Darin bedeuten  $h_u$  die spezifische Enthalpie und  $s_u$  die spezifische Entropie des Fluids im Gleichgewichtszustand mit der vorgegebenen Umgebung. Unter der Betrachtung des Sonderfalls eines idealen Gases (z.B. Luft) mit der Zusammensetzung wie die der Umgebung, kommt Gl. (3.5) zur Anwendung [PRU92]:

$$e_{Luft}^u = c_p \cdot (T - T_u) - T_u \cdot \left[ c_p \cdot \ln\left(\frac{T}{T_u}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{p}{p_u}\right) \right]. \quad (3.5)$$

Eine Änderung der Zusammensetzung des Stoffstroms z.B. aufgrund einer Vermischung der Einzelkomponenten führt zu einer Entropieänderung. Daher berechnet sich die spezifische Exergie eines Stoffstroms, der aus  $n$  Komponenten zusammengesetzt ist, aus

---

<sup>13</sup> ohne Berücksichtigung des chemischen Gleichgewichtes mit der Umgebung

$$e = \sum \text{spezifische Exergie der Einzelkomponenten} + \text{Mischungsexergie}$$

$$e = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot e_i + T_u \cdot R_m \cdot \sum_{i=1}^n \left[ \frac{\xi_i}{M_i} \cdot \ln \left( \frac{p_i/p}{p_{iu}/p_u} \right) \right]. \quad (3.6)$$

Die spezifische Exergie von reinem Wasser bzw. Wasserdampf wird nach Gl. (3.7) berechnet:

$$e_{H_2O}^u(T, p) = h_{H_2O}(T, p) - h_{H_2O}(T_u, p_u) - T_u \cdot (s_{H_2O}(T, p) - s_{H_2O}(T_u, p_u)). \quad (3.7)$$

### Exergie des Brennstoffs

Ein Brennstoff, der sich im thermischen und mechanischen Gleichgewicht mit der Umgebung  $(T_u, p_u)$  befindet, besitzt chemische Exergie, die nachfolgend als Brennstoffexergie bezeichnet wird. Zur Bestimmung der spezifischen Brennstoffexergie kommt folgende Gleichung zur Anwendung [BAE87, BAE79]:

$$e_B(T_u, p_u) = H_o(T_u, p_u) + T_u \cdot \Delta^R s(T_u, p_u) + \Delta e(T_u, p_u). \quad (3.8)$$

Dabei bedeuten:

$H_o(T_u, p_u)$  Brennwert des Brennstoffs

$\Delta^R s(T_u, p_u)$  Spezifische Reaktionsentropie der Oxidationsreaktion des Brennstoffs

$\Delta e(T_u, p_u)$  Auf die Brennstoffmasse bezogener Exergieunterschied zwischen den Produkten der Oxidationsreaktion und dem für die Oxidation benötigten Sauerstoff

Da der Brennwert die beiden anderen Terme in Gl. (3.8) überwiegt, kann in erster Näherung die spezifische Brennstoffexergie dem Brennwert gleichgesetzt werden. Diese Vorgehensweise wird häufig bei chemisch nicht definierten Brennstoffen, wie z.B. Kohle, angewendet. Im Rahmen dieser Arbeit wurde basierend auf der Elementaranalyse der Kohle eine genauere Bestimmung (2. und 3. Term Gl. (3.8)) der Brennstoffexergie nach [BAE87, BAE79] durchgeführt.

Wird die Kohle als ein Gemenge aus der wasser- und aschefreien Substanz mit der Entropie  $s'_B$  und dem Wasser und der Asche aufgefaßt, so gilt für die spezifische Reaktionsentropie (2. Term Gl. (3.8)) [BAE87, BAE79]:

$$\Delta^R s = 3,6641 \cdot \gamma_C \cdot s_{CO_2} + 8,9366 \cdot \gamma_{H_2} \cdot s_{H_2O} + 1,9980 \cdot \gamma_S \cdot s_{SO_2} + \gamma_{N_2} \cdot s_{N_2} - O_{\min} \cdot s_{O_2} - (1 - \gamma_w - \gamma_a) \cdot s'_B. \quad (3.9)$$

Darin bedeuten:

- $\gamma_i$  Massenanteile des Brennstoffs aus der Elementaranalyse
- $s_i$  Spezifische absolute Entropien (siehe Tabelle 3.1) im Sinne des Nernst-Planckschem Wärmetheorems
- $s'_B$  Auf Brennstoffmasse bezogene absolute Entropie des Brennstoffs
- $O_{\min}$  Spezifischer Sauerstoffbedarf

**Tabelle 3.1:** Spezifische absolute Standardentropien bei 298,15 K bzw. 273,16 K und 100 kPa

	298,15 K	273,16 K	
Kohlendioxid	4,8566	4,7838	kJ/kgK
Wasserdampf	3,8806	3,5156	kJ/kgK
Schwefeldioxid	3,8745	3,8204	kJ/kgK
Stickstoff	6,8399	6,7489	kJ/kgK
Sauerstoff	6,4108	6,3309	kJ/kgK

Aus dem Mittelwert der Standardentropie einer Vielzahl chemisch definierter Brennstoffe hat Baehr die auf die Brennstoffmasse bezogene absolute Entropie für Kohle zu  $s'_B = (1,7 \pm 1,0) \text{ kJ/kgK}$  abgeschätzt. Die Unsicherheitsgrenzen verursachen dabei einen Fehler, der weniger als 1 % der Brennstoffexergie beträgt [BAE87, BAE79].

Der spezifische Sauerstoffbedarf errechnet sich aus:

$$O_{\min} = 2,6641 \cdot \gamma_C + 7,9366 \cdot \gamma_{H_2} + 0,9980 \cdot \gamma_S - \gamma_{O_2} \quad (3.10)$$

Unter Vernachlässigung der Exergie der Asche ergibt sich für den dritten Term der Gl. (3.8):

$$\Delta e = 3,6641 \cdot \gamma_C \cdot e_{CO_2} + (8,9366 \cdot \gamma_{H_2} + \gamma_w) \cdot e_{H_2O} + 1,9980 \cdot \gamma_S \cdot e_{SO_2} + \gamma_{N_2} \cdot e_{N_2} - O_{\min} \cdot e_{O_2} \quad (3.11)$$

Dabei bedeutet  $e_i$  die spezifische Exergie (bei  $T_u, p_u$ ) der Kohlebestandteile nach Tabelle 3.2.

**Tabelle 3.2:** Spezifische Standardexergien bei 298,15 K bzw. 273,16 K und 100 kPa

	298,15 K	273,16 K	
Kohlendioxid	455,1	415,6	kJ/kg
Wasserdampf	0	0	kJ/kg
Schwefeldioxid	4783,4	4856,6	kJ/kg
Stickstoff	24,7	20,6	kJ/kg
Sauerstoff	123,6	111,4	kJ/kg

Die Berechnungsgleichungen von Baehr beruhen auf folgendem einfachen Umgebungsmodell: gesättigte feuchte Luft, flüssiges Wasser und die festen Stoffe  $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$  (Gips) und  $\text{CaCO}_3$  (Kalkstein) bei  $T_u = 298,15\text{ K}$  und  $p_u = 100\text{ kPa}$ . Das Wasser und die gesättigte feuchte Luft befinden sich im Phasengleichgewicht. Abweichend von diesem Modell ist die Umgebungstemperatur von 298,15 K auf 273,16 K (Normtemperatur) verschoben worden, um Auslegungsrechnungen von Kraftwerksprozessen für unterschiedliche Umgebungszustände miteinander vergleichen zu können. Die genaue Definition dieser Umgebung und den damit verbundenen Umrechnungen (spezifische absolute Standardentropien, spezifische Standardexergien) vom Bezugszustand 298,15 K / 100 kPa auf 273,16 K / 100 kPa können der Arbeit von Rode [ROD03] entnommen werden.

### 3.2 Umgebungsbedingungen, Stoffwerte

Zur Bewertung der Ergebnisse, die mit den Modellen für das steinkohlenbefeuerte Dampfkraftwerk und das Kombikraftwerk mit Druckkohlenstaubfeuerung und Hochtemperaturgasreinigung gewonnen wurden, ist es notwendig, die den Rechnungen zugrunde liegenden Annahmen zu kennen. Für die Vergleichbarkeit mit anderen Prozessen ist es insbesondere wichtig, mit einheitlichen Umgebungsbedingungen zu rechnen. Aus diesem Grund wurden für den Zustand der Umgebungsluft die in der VDI-Richtlinie 3986 [VDI98] vereinbarten Standardbedingungen (101,3 kPa, 15 °C, 60 % relative Luftfeuchte) verwendet. Diese Standardbedingungen werden auch in der Praxis für Auslegungsrechnungen von Kraftwerksprozessen angewendet.

Weiterhin wurden für die Berechnungen die Zusammensetzung trockener Luft nach Baehr (Tabelle 3.3) angenommen [BAE96]:

**Tabelle 3.3:** Zusammensetzung trockener Luft in Massenanteilen  $\xi_i$  und Molanteilen  $y_i$  [BAE96]

Komponente i		$\xi_i$	$y_i$
Stickstoff	(N <sub>2</sub> )	0,75520	0,78084
Sauerstoff	(O <sub>2</sub> )	0,23142	0,20948
Argon	(Ar)	0,01288	0,00934
Neon	(Ne)	0,00001	0,00002
Kohlendioxid	(CO <sub>2</sub> )	0,00049	0,00032

An dieser Stelle sei auch eine Referenzsteinkohle (Ensdorf) definiert, die als Brennstoff in den Berechnungen eingegangen ist:

**Tabelle 3.4:** Referenzsteinkohle „Ensdorf“ [FÖR99]

## Zusammensetzung

Kohlenstoff	(roh)	0,773	
Wasserstoff	(roh)	0,049	Mass.-Anteil
Sauerstoff	(roh)	0,071	Mass.-Anteil
Stickstoff	(roh)	0,019	Mass.-Anteil
Schwefel	(roh)	0,008	Mass.-Anteil
Asche	(roh)	0,062	Mass.-Anteil
Wasser		0,019	Mass.-Anteil
Heizwert	(roh)	31856	kJ/kg
Brennwert		32968	kJ/kg
Aschefließtemperatur		1285	°C

Für die wärme- und strömungstechnischen Berechnungen (z.B. Energiebilanzen, Wärmeübertragung, Druckverluste) in den Anlagenkomponenten müssen die Stoffwerte der Gase (Luft, Rauchgas, Dampf), der Flüssigkeiten (Wasser) und der festen Stoffe (Steinkohle, Asche bzw. Schlacke) bekannt sein.

Zu diesen Stoffwerten gehören:

Wärmeleitfähigkeit	$\lambda$	$W/mK$	Dichte	$\rho$	$kg/m^3$
dynamische Viskosität	$\eta$	$Pa \cdot s$ bzw. $kg/ms$	spezifische Gaskonstante	$R$	$kJ/kgK$
spezifische Wärmekapazität	$c_p$	$kJ/kgK$	molare Masse	$m$	$kg/kmol$

Die Stoffwerte  $\lambda, \eta, c_p$  und  $\rho$  sind vom Druck und von der Temperatur abhängig. Die Druckabhängigkeit kann oft für relativ weite Druck- und Temperaturbereiche vernachlässigt werden [BRA85]. Die spezifische Gaskonstante und die molare Masse sind nur vom Stoff abhängig.

Um diese Stoffwerte für den Einsatz in einer Datenverarbeitungsanlage verfügbar zu machen, ist es notwendig deren Temperatur- und Druckabhängigkeit in Gleichungsform zur Verfügung zu haben. Weiterhin ist es notwendig, die thermodynamischen Eigenschaften (z.B. Enthalpie, Entropie) der verwendeten Stoffe ebenfalls in Abhängigkeit vom Druck und der Temperatur berechnen zu können.

### Stoffwerte für Wasser und Wasserdampf

Die thermodynamischen Daten und die Transportgrößen von Wasser bzw. Wasserdampf werden nach der Industrieformulation von 1997, der IAPWS-IF97 [WAGN98], berechnet. Für diese Formulation wurde vereinbarungsgemäß die freie Energie und die Entropie am Tripelpunkt Null gesetzt. Die Gleichungen enthalten mit den Daten des kritischen Punktes reduzierte dimensionslose Größen. Für den kritischen Punkt und den Tripelpunkt wurden dabei folgende Daten als die wahrscheinlichsten Werte festgelegt:

Tripelpunkt	$p_t = 0,6112 \text{ kPa}$	Kritischer Punkt	$p_k = 22,12 \text{ MPa}$
	$T_t = 273,15 \text{ K}$		$T_k = 673,3 \text{ K}$
	$t_t = 0,01^\circ\text{C}$		$t_k = 374,15^\circ\text{C}$
			$v_k = 0,00317 \text{ m}^3/\text{kg}$

Der Gültigkeitsbereich der Stoffwertgleichungen der IAPWS-IF97 beträgt:

$$0^\circ\text{C} \leq t \leq 800^\circ\text{C} \quad p \leq 100 \text{ MPa}$$

$$800^\circ\text{C} < t \leq 2000^\circ\text{C} \quad p \leq 10 \text{ MPa}$$

### Stoffwerte für Gase

Für die thermodynamische Analyse der untersuchten Kraftwerksprozesse wird unterstellt, daß die Gase den thermodynamischen Ansätzen für das ideale Gas genügen. Diese Bedingungen liegen laut Brandt [BRA85] bei vielen technischen Anwendungen vor. Auch nach der VDI-Richtlinie „Thermodynamische Stoffwerte von feuchter Luft und Verbrennungsgasen“ [VDI00] wird von einer hinreichenden Genauigkeit bei der Berechnung von Zustandsänderungen in einer Gasturbinenanlage unter Berücksichtigung der idealen Gasgesetze ausgegangen.

Die Berechnung der in dieser Arbeit verwendeten Gasstoffwerte basiert auf den Gleichungen nach Brandt [BRA85]. Brandt hat in seiner Arbeit die Gleichungen für die zur Berechnung von Energiewandlungsprozessen wichtigsten Stoffe aus einem NASA-Bericht von 1963 [BRI63] angegeben.



Für die nach diesen Gleichungen durchgeführten Berechnungen sind folgende Normzustände zugrunde gelegt [BRA85]:

Normdruck	$p_n = 0,101325 \text{ MPa}$
Normtemperatur	$T_n / t_n = 273,15 \text{ K} / 0^\circ\text{C}$
universelle Gaskonstante ( $p \rightarrow 0$ )	$R_{m_0} = 8,31441 \text{ kJ/kmolK}$
spezifisches Normvolumen	$v_{m_n} = 22,41383 \text{ m}^3/\text{kmol}$

Die Gültigkeit der Polynome liegt im Temperaturbereich<sup>14</sup> von 300 bis 5000 K [BRA85], wenn keine Dissoziation stattfindet. Ab 1800 K muß aber bei einigen Gasen damit gerechnet werden. Da der Anwendungsbereich der Gasstoffwerte für die untersuchten Prozesse unterhalb von 1800 K liegt, wird auf eine numerisch und programmtechnisch aufwendige Berücksichtigung von Dissoziationseffekten verzichtet. Als Nullpunkt der Enthalpie ist der Normzustand gewählt worden. Weiterhin werden die Transportgrößen  $\eta$  und  $\lambda$  nach den in [BRA85] bzw. [HIR64, MON61] dargestellten Gleichungen ermittelt.

### 3.3 Wirkungsgraddefinitionen

Zur Beurteilung der in den Kraftwerksprozessen stattfindenden Energieumwandlungen werden, wie in der Technik üblich, Wirkungsgrade verwendet. Diese sind stets als Verhältnisse von Leistungen oder Energien bzw. Exergien definiert. Gängige Praxis für einen steinkohlenbefeuerten Kraftwerksprozeß ist die Definition des Netto-Gesamtanlagenwirkungsgrads, bei dem die elektrische Nutzleistung, abzüglich des Kraftwerkseigenbedarfs, auf die in den Prozeß eingebrachte Feuerungsleistung bezogen wird:

$$\eta_{\text{ges}, H_u}^{\text{netto}} = \frac{P_{el} - P_{\text{eigen}}}{\dot{m}_B \cdot H_u} \quad (3.12)$$

Dabei bedeuten:

$P_{el}$	Elektrische Brutto-Leistung
$P_{\text{eigen}}$	Elektrischer Eigenbedarf
$\dot{m}_B$	Massenstrom des Brennstoffs
$H_u$	Heizwert des Brennstoffs

Nach dieser Definition ergibt sich die Brennstoffleistung als Produkt aus Brennstoffmassenstrom und Heizwert.

---

<sup>14</sup> oberer Grenzwert unter Vernachlässigung von Dissoziation

Erfolgt die Trocknung der in den Kraftwerksprozessen eingesetzten Kohle in einer konventionellen Mahltrocknung mittels Heißluft (Steinkohledampfkraftwerk) oder Rauchgas (steinkohlenbefeuertes Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR), so verläßt das in der Trocknung verdampfte Kohlewasser die Kraftwerksprozesse gasförmig. Bei zukünftigen braunkohlebefeuerten Energiewandlungsprozessen, in denen eine Trocknung der Rohbraunkohle beispielsweise durch eine Wirbelschicht (WTA-Verfahren) oder durch eine mechanisch, thermische Pressung (MTE-Verfahren) erreicht werden soll, verläßt das ausgetriebene Kohlewasser die Bilanzgrenze des Kraftwerks flüssig. Um diesen Sachverhalt zu neutralisieren und damit eine Vergleichbarkeit zwischen Kraftwerksprozessen, in denen Brennstoffe mit stark unterschiedlichen Wassergehalten verwendet werden, herstellen zu können, wird ein weiterer Gesamtwirkungsgrad bezogen auf den Brennwert der Kohle definiert:

$$\eta_{ges, H_o}^{netto} = \frac{P_{el} - P_{eigen}}{\dot{m}_B \cdot H_o} . \quad (3.13)$$

Dabei bedeutet:

$H_o$                       Brennwert des Brennstoffs

Laut Baehr [BAE96] nehmen nur mit Exergien gebildete Wirkungsgrade im Idealfall des reversiblen Prozesses den Wert eins an. Abweichungen von diesem Grenzwert stellen somit die Verluste dar, welche durch günstigere Prozeßführung und bessere Konstruktion der Maschinen und Apparate vermindert bzw. vermieden werden könnten. Aus diesem Grund wird zur genaueren Analyse der Kraftwerksprozesse ein exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad nach folgender Gleichung definiert:

$$\zeta = \frac{P_{el} - P_{eigen}}{\dot{m}_B \cdot e_B} . \quad (3.14)$$

Darin bedeutet:

$e_B$                       Spezifische Exergie des Brennstoffs

Um sowohl der gängigen Praxis als auch der Vergleichbarkeit mit anderen Energiewandlungsverfahren Rechnung zu tragen, werden bei den Untersuchungen der Kraftwerksprozesse alle Wirkungsgrade berechnet. Für die Auswertung der thermodynamischen Analyse wird der exergetische Gesamtwirkungsgrad verwendet.

#### Anmerkung zum Energie-/Exergienullpunkt der Umgebungsluft

Wie in Kapitel 3.1 bereits angesprochen ist die Temperatur der Bezugsumgebung im Gegensatz zur allgemein üblichen Praxis von 298,15 K auf 273,16 K verschoben worden. Diese Verschiebung ist durchgeführt worden, um Kraftwerksprozesse für unterschiedliche Umgebungstemperaturen auslegen und miteinander vergleichen zu können, die oberhalb der Bezugstemperatur von 273,16 K liegen. Da die in dieser Arbeit untersuchten Kraftwerksprozesse für eine Umgebungstemperatur von 15 °C ausgelegt worden sind (s. Kap. 3.2), besitzt die angesaugte Umgebungsluft einen Energie- bzw. Exergiegehalt gegenüber der Bezugsumgebung. Damit bei der Ermittlung der oben definierten Wirkungsgrade aus Gründen der Vergleichbarkeit immer auf den gleichen Energie- bzw. Exergieinput bezogen wird, wird die in der Luft enthaltene Energie bzw. Exergie von dem Brennstoff abgezogen (gedankliche Luftvorwärmung). Bei den in den Kapiteln 4.1.2 und 4.2.2 dargestellten Energie- bzw. Exergieflußbildern ist diese gedankliche Luftvorwärmung nicht berücksichtigt worden, da sie keinen realen Energieumwandlungsschritt der Kraftwerksprozesse darstellt. Statt dessen ergeben sich 100 % der Energie- bzw. Exergiezufuhr aus dem Brennstoff zuzüglich der Ansaugluft.

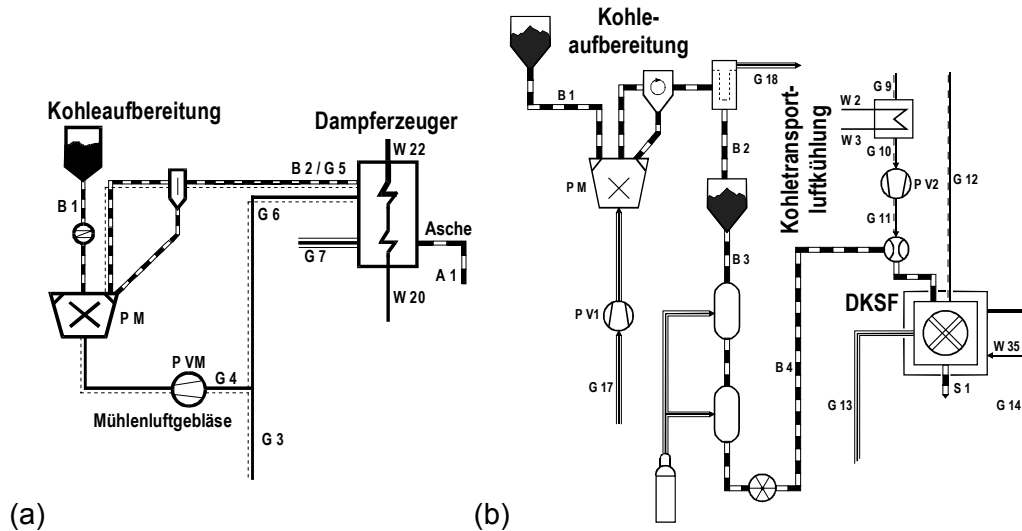
### 3.4 Komponenten der Kraftwerke

#### 3.4.1 Kohleaufbereitung

Beide in dieser Arbeit untersuchten Kraftwerkskonzepte, das Steinkohledampfkraftwerk und das steinkohlenbefeuerte Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR, basieren auf einer Kohlenstaubfeuerung. Die Brennstoffaufbereitung findet dabei in den in Bild 3.1 dargestellten Verfahrensschritten statt.

Ausgehend vom Anlieferungszustand der Kohle wird diese in einer geeigneten Mahlanlage (Schüssel- oder Walzenmühlen) auf die gewünschte Mahlfeinheit zerkleinert. Der elektrische Eigenbedarf der Mühle(n) wird durch die Annahme eines spezifischen Mahlaufwandes in Abhängigkeit vom Kohlemassenstrom  $B_1$  abgeschätzt.

Für den Transport des gemahlenen Kohlenstaubes durch Mühle und Siebter wird ein Trägergas benötigt. Hierzu wird beim Steinkohledampfkraftwerk ein Teil der vorgewärmten Frischluft (G 4) verwendet und beim Kombikraftwerk wird ein geringer Anteil des Abgases an geeigneter Stelle aus dem Abhitzedampferzeuger entnommen. Das Trägergas wird über ein Mühlenluftgebläse zur Mahlanlage gefördert. Aufgrund der Temperatur dieses Gasstromes (etwa 300 °C) erfolgt zeitgleich mit der Zerkleinerung eine Trocknung der Kohle. Durch Vorgabe des Restwassergehaltes der Kohle nach der Trocknung kann der Trägergasmassenstrom bestimmt werden. Unter Annahme von Druckverlusten (Mühle, Siebter) wird der elektrische Eigenbedarf des Mühlengebläses ermittelt.



**Bild 3.1:** Brennstoffaufbereitung:  
(a) Steinkohledampfkraftwerk; (b) Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR

Im Gegensatz zu atmosphärisch betriebenen Kesselanlagen ist beim Kombikraftwerk, aufgrund der Druckaufladung der Brennkammer, eine direkte Einblasung des gemahlene Kohlenstaubes in den Feuerraum mit dem Trägergasstrom nicht möglich. Es sind zusätzliche Anlagen zum Einschleusen in den Druckbehälter, der die Brennkammer umgibt, erforderlich. Zunächst wird der gemahlene und getrocknete Kohlenstaub mit Hilfe eines Tuchfilters aus dem Trägergas abgeschieden und in einem Bunker zwischengelagert, der zur Verhinderung der Selbstentzündung des Staubes entlüftet bzw. inertisiert werden muß. Das Rauchgas (G 18) wird vor der Rauchgasentschwefelungsanlage (REA) dem Hauptrauchgasstrom wieder zugemischt. Von dem Trockenkohlebunker aus gelangt die Kohle (B 3) über Förderbänder in einen weiteren Zwischenbehälter, der nach erfolgter Befüllung bei atmosphärischen Bedingungen unter Druck gesetzt und daraufhin in einen dauerhaft unter über Brennkammerdruck stehenden Zwischenbunker entleert wird. Nach Entspannung des Zwischenbehälters kann dieser erneut aus dem Trockenkohlebunker befüllt werden. So kann der Kohlenstaub chargenweise die Druckdifferenz überwinden. Entsprechend der erforderlichen Feuerungswärmeleistung wird die benötigte Kohlemenge (z.B. über eine Zellradschleuse) mittels eines Teilstroms (G 11) der komprimierten Verbrennungsluft zu den Brennern transportiert (pneumatischer Transport). Es wird angenommen, daß dieser Transportluftstrom von der Verdichteraustrittstemperatur (zwischen 400 und 500 °C in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis) auf ca. 80 °C abgekühlt werden muß, um ein Überschreiten der Explosionsgrenze auszuschließen. In Abhängigkeit von dem zu transportierenden Kohlemassenstrom wird durch Vorgabe einer maximalen Beladung (Kohle/Luft) der Transportluftmassenstrom bestimmt. Die Leistung des Verdichters P V2 wird durch die Annahme der zu erwartenden Druckverluste berechnet.

Für die Kohleaufbereitung der beiden Kraftwerksprozesse gelten weiterhin (z.B. für Wärmeverluste, Verdichterwirkungsgrade) die in Anhang A Abschnitt „Annahmen für Kohletrocknung- und Aufbereitung“ aufgeführten Annahmen.

### 3.4.2 Überkritischer Dampferzeuger

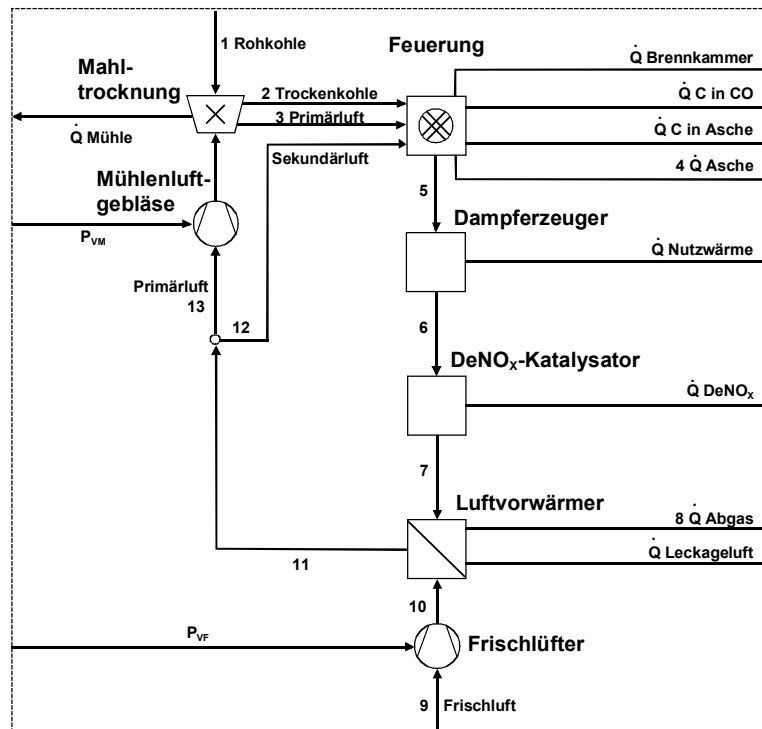
Bei den zuletzt in Deutschland errichteten steinkohlenbefeuerten Dampferzeugern der Kraftwerke Staudinger 5 und Rostock (siehe Kap. 2.1) wurde der langjährig bewährte Werkstoff X 20 CrMoV 12 1 (X 20) eingesetzt. Dieser Werkstoff ermöglicht Dampfparameter von 550 °C/26 MPa (HD) bzw. 560 °C (ZÜ) [KAU96]. Mittlerweile hat sich im Dampferzeugerbau der ferritisch/martensitische Werkstoff X 10 CrMoVNb 9 1 besser bekannt unter der Bezeichnung T 91/P 91 etabliert, wodurch Dampfparameter von 580 °C/27 MPa (HD) bzw. 600 °C (ZÜ) realisierbar werden [HOUR97]. Unter Einsatz von T 91/P 91 und des ebenfalls ferritisch/martensitischen Stahls E 911 (Zusammensetzung siehe [KAU96]) für Sammler und Rohrleitungen zum Turbosatz und Austenit für die Endstufen der Hochdruck- und Zwischenüberhitzer-Heizflächen sind Frischdampfparameter von 605 °C/27,5 MPa (HD) bzw. 625 °C (ZÜ) erreichbar [HOUR97, PRU01]. Diese Frischdampfparameter werden für das Referenz Steinkohle Dampfkraftwerk zugrunde gelegt.

Die Auslegung des Dampferzeugers für das in dieser Arbeit untersuchte Steinkohledampfkraftwerk richtet sich nach der benötigten Frischdampfleistung des Wasserdampfkreislaufs. Zur Berechnung des Kraftwerks ist es notwendig, die Brennstoffwärmeleistung bzw. den Brennstoffmassenstrom zu bestimmen.

#### Berechnung des Brennstoffmassenstroms

Der Brennstoffmassenstrom wird aus der Energiebilanz des nach Bild 3.2 aufgestellten Bilanzraums und unter Berücksichtigung folgender Vorgaben bestimmt:

- Frischdampfleistung des Wasserdampfkreislaufs ( $\dot{Q}_{\text{Nutzwärme}}$ ),
- Temperatur des Abgases (8) nach dem Luftvorwärmer,
- Wärmeverluste (Mühle, Feuerung, Unverbranntes, Asche, Dampferzeuger, DeNO<sub>x</sub>-Katalysator, Leckageluft),
- Druckverluste (Mühle, Feuerung, Dampferzeuger, DeNO<sub>x</sub>-Katalysator, Luftvorwärmer).



**Bild 3.2:** Energiebilanzraum zur Bestimmung des Brennstoffmassenstroms für das Steinkohledampfkraftwerk

Durch die Vorgabe des Frischdampfmassenstroms kann der Wasserdampfkreislauf vollständig ausgelegt werden. Mit dieser Vorgabe wird festgelegt, welche Frischdampfleistung ( $\dot{Q}_{\text{Nutzwärme}}$ ) der Dampferzeuger erbringen muß. Eine detaillierte Auslegung des Dampferzeugers würde den Rahmen dieser Arbeit übersteigen und daher wird vereinfachend angenommen, daß der Dampferzeuger die benötigte Frischdampfleistung mit den gewünschten Frischdampfparametern liefern kann.

Mittels der Vorgabe der Abgastemperatur nach dem Luftvorwärmer in Anlehnung an den Dampferzeuger nach Hourfar [HOUR97] und durch die Annahme von relativen Wärmeverlusten für die Komponenten können die Verlustwärmeströme an die Umgebung bestimmt werden. Die Annahme relativer Druckverluste für die in Bild 3.2 dargestellten Komponenten, ermöglicht die Bestimmung der notwendigen elektrischen Leistung des Frischlüfters ( $P_{VF}$ ) und des Mühlenluftgebläses ( $P_{VM}$ ). Mit diesen Vorgaben kann der Brennstoffmassenstrom iterativ aus der Energiebilanz nach Gl. (3.15) bestimmt werden.

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_9 h_9 + P_{VF} + P_{VM} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_8 h_8 + \dot{Q}_{\text{Nutzwärme}} + \dot{Q}_{\text{Mühle}} + \dot{Q}_{\text{Brennkammer}} + \dot{Q}_{C \text{ in CO}} + \dot{Q}_{C \text{ in Asche}} + \dot{Q}_{\text{DeNO}_x} + \dot{Q}_{\text{Leckageluft}} \quad (3.15)$$

Dabei bedeuten:

$\dot{m}_1 h_1$                       Energiestrom der Rohkohle

$\dot{m}_9 h_9$                       Energiestrom der Frischluft

$P_{VF}$	Elektrische Leistung des Frischlüfters
$P_{VM}$	Elektrische Leistung des Mühlenluftgebläses
$\dot{m}_4 h_4$	Energiestrom der Asche
$\dot{m}_8 h_8$	Energiestrom des Abgases
$\dot{Q}_{Nutzwärme}$	Übertragener Nutzwärmestrom
$\dot{Q}_{Mühle}$	Wärmeverluststrom der Mühle
$\dot{Q}_{Brennkammer}$	Wärmeverluststrom der Brennkammer
$\dot{Q}_{C\text{ in } CO}, \dot{Q}_{C\text{ in } Asche}$	Wärmeverluststrom durch Unverbranntes
$\dot{Q}_{DeNO_x}$	Wärmeverluststrom des DeNO <sub>x</sub> -Katalysators
$\dot{Q}_{Leckageluft}$	Wärmeverluststrom durch die Leckageluft

Um eine bestimmte Netto-Kraftwerksleistung zu erhalten, wird der dazu notwendige Frischdampfmassenstrom iterativ ermittelt.

### 3.4.3 Brennkammer mit Druckkohlenstaubfeuerung

Die Brennkammer mit Druckkohlenstaubfeuerung (nachfolgend als DKSF-Brennkammer bezeichnet) dient zur Bereitstellung eines ausreichend heißen, unter Druck stehenden Rauchgases, dessen Enthalpie aus der bei der Verbrennung frei werdenden chemisch gebundenen Energie des Brennstoffs stammt. Das Rauchgas dient als Arbeitsmedium der Gasturbine. Dabei muß die Rauchgastemperatur oberhalb des Aschefließpunkts der eingesetzten Steinkohle liegen, um somit Eintrittstemperaturen moderner Gasturbinen erreichen zu können.

Die Eigenschaften (Druck, Temperatur, spezifische Enthalpie, Zusammensetzung) der Abgase der DKSF-Brennkammer werden durch eine Verbrennungsrechnung, wie sie auch für atmosphärische Feuerungen angewendet wird, ermittelt. Die Verbrennungsgleichungen für die DKSF-Brennkammer sind identisch mit denen für die Feuerung des Steinkohledampfkraftwerks. Durch Vorgabe des noch zu bestimmenden Brennstoffmassenstroms, der Luftzahl (der Brennkammer) und den Verlusten durch Strahlung und unvollständiger Verbrennung (C in Asche, C in CO), kann der Zustand der Abgase nach Verlassen der Feuerung ermittelt werden.

Die Höhe des Druckes in der Brennkammer richtet sich nach dem optimalen Verdichtungsdruckverhältnis bei dem der Gesamtprozeß ein Maximum des Netto-Anlagenwirkungsgrads aufweist. Eine Druckabhängigkeit der Stoffwerte wird bei der Berechnung vernachlässigt. Weiterhin wird für die Brennkammer ein relativer Druckverlust in Abhängigkeit vom Eintrittsdruck angenommen.

### Berechnung des Brennstoffmassenstroms

Der Brennstoffmassenstrom wird bestimmt aus der Energiebilanz:

$$\dot{m}_I h_I + \dot{m}_{II} h_{II} = \dot{m}_V h_V + \dot{m}_{VII} h_{VII} + \sum_{i=1}^6 \dot{Q}_i \quad (3.16)$$

des nach Bild 3.3 aufgestellten Bilanzraums.

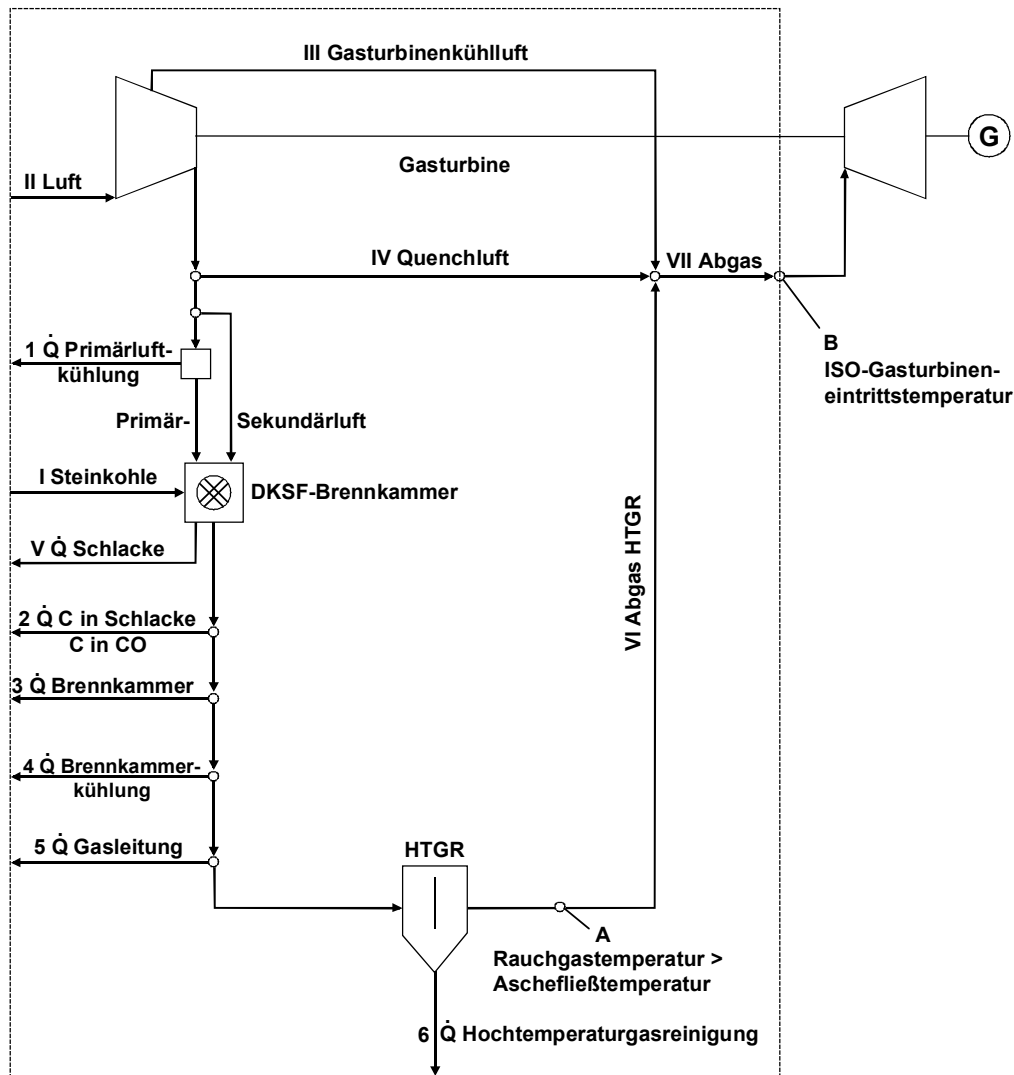
Darin bedeuten:

$\dot{m}_I h_I$	Energiestrom der Rohkohle
$\dot{m}_{II} h_{II}$	Energiestrom der Frischluft
$\dot{m}_V h_V$	Energiestrom der Schlacke
$\dot{m}_{VII} h_{VII}$	Energiestrom des Abgases
$\dot{Q}_1$	Wärmeabfuhr aus der Primärluft
$\dot{Q}_2$	Wärmeverluststrom durch Unverbranntes
$\dot{Q}_3$	Wärmeverluststrom der Brennkammer
$\dot{Q}_4$	Wärmeabfuhr aus der Brennkammer (Kühlung)
$\dot{Q}_5$	Wärmeverluststrom der Hochtemperaturgasleitung
$\dot{Q}_6$	Wärmeverluststrom der Hochtemperaturgasreinigung

Die Energiebilanzgleichung (Gl. (3.16)) kann unter Berücksichtigung folgender Vorgaben gelöst werden:

- Verdichteransaugmassenstrom II (in Anlehnung an eine V94.3A Gasturbine von Siemens, siehe Kap. 3.4.4),
- Temperatur nach der Hochtemperaturgasreinigung A,
- Gasturbineneintrittstemperatur B (nach ISO 2314, siehe Kap. 3.4.4),
- Verdichterdruckverhältnis,
- Verdichterluftmassenstrom zur Kühlung der Gasturbine III,
- Wärmeverluste bzw. -auskopplungen zwischen Verdichter und Gasturbine 1...6.





**Bild 3.3:** Energiebilanzraum zur Bestimmung des Brennstoffmassenstroms für das Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR

Durch die Vorgabe des Verdichteransaugmassenstroms (II), der Festlegung der Gasturbineintrittstemperatur (B) nach ISO 2314 (ISO-TET) und der Temperatur (A) des Rauchgases nach der Hochtemperaturgasreinigung (HTGR), kann der Brennstoffmassenstrom (I) iterativ ermittelt werden. Die ISO-TET ergibt sich aus der Mischung der Abgase der HTGR (VI), der Quenchluft (IV) und den Kühllüften (III, vereinfacht als ein Strom dargestellt) für die Gasturbine. Aufgrund der Festlegung der Rauchgastemperatur (A) nach der HTGR kann der notwendige Quenchluftmassenstrom bestimmt werden, um die vorgegebene ISO-TET zu erreichen. Die Rauchgastemperatur hinter der HTGR wird so eingestellt, daß ein vorgegebener Temperaturabstand zur Aschefließtemperatur der eingesetzten Steinkohle eingehalten wird, um sicherzustellen, daß es an keiner Stelle im Flüssigascheabscheider zum Erstarren von Schlacke kommt. Mit der Annahme einer konstanten Temperatur des Rauchgases nach der HTGR und unter Berücksichtigung der zwischen Brennkammer und HTGR auftretenden Wärmeverluste (V Schlacke, 2 C in Schlacke bzw. C in CO, 3 Brennkammer, 5 Gasleitung, 6 HTGR), sowie des noch näher zu bestimmenden

Wärmestroms zur Kühlung der DKSF-Brennkammer (4) ist auch die Luftzahl der Brennkammer bestimmt.

### **Notwendigkeit und Aufgabe einer Brennkammerkühlung**

Die Einsatzweise der Druckkohlenstaubfeuerung unterscheidet sich von den herkömmlichen atmosphärisch betriebenen Brennkammern mit Schmelzfeuerung zum einen durch den hohen Druck innerhalb des Brennraums und zum anderen darin, daß primär heißes Rauchgas und kein Dampf erzeugt werden soll.

Die Druckaufladung bewirkt eine Verkürzung der Flamme, so daß die Abmessungen der Brennkammer wesentlich geringer ausfallen können als bei atmosphärischen Brennkammern. Da keine Rohrbündel-Wärmeübertragerpakete eingebaut werden müssen, ist das entscheidende Auslegungskriterium für die Brennraumabmessungen ausschließlich die Flammgeometrie, deren Formgebung (Verhältnis von Länge und Breite) stark von den verwendeten Brennern und deren Anordnung beeinflusst wird.

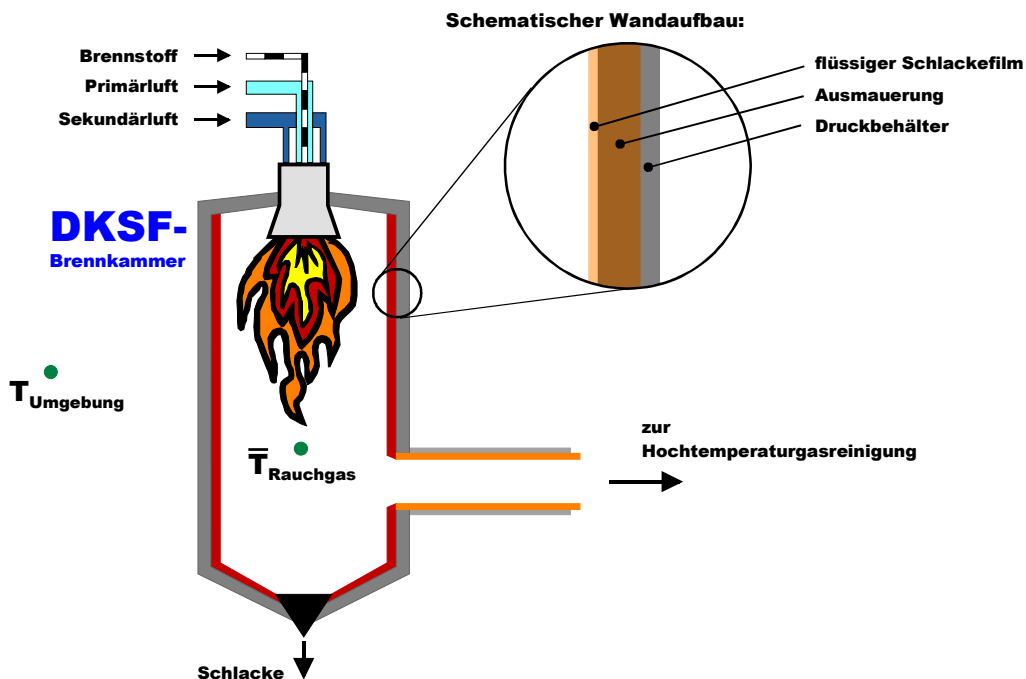
Der resultierende Überdruck im Brennraum gegenüber der Umgebung und die erforderlichen Brennraumabmessungen dienen als Grundlage für die Auslegung des Druckmantels, dessen Aufgaben die Abdichtung gegenüber der Umgebung und die Aufnahme der Druckkräfte durch den inneren Überdruck sind.

Zur Herstellung eines den Anforderungen entsprechenden Druckmantels werden üblicherweise metallische Werkstoffe eingesetzt, deren druck- und temperaturabhängigen Festigkeitskennwerte die Überschreitung einer maximalen Betriebstemperatur nicht zulassen. Diese Maximaltemperatur liegt je nach Werkstoff zwischen 300 °C (15 Mo 3) und 500 °C (13 CrMo 4 4) [VDI94]. Zur Minimierung der thermischen Belastung und zum Schutz vor dem korrosiven Einfluß der im Rauchgas enthaltenen flüssigen Asche muß der Druckmantel gegenüber dem heißen Rauchgas durch eine Ausmauerung aus Feuerfestmaterialien geschützt werden.

Bei einer atmosphärischen Schmelzkammerfeuerung werden mittels der Wärmeabfuhr zur Dampferzeugung die Begrenzungswände des Brennraumes bis unter den Erweichungspunkt der Schlacke abgekühlt. Dadurch erstarrt ein Teil des flüssigen Schlackefilms an der inneren Wandfläche und bildet so eine zusätzliche Schutzschicht gegenüber der aggressiven flüssigen Schlacke. Im Gegensatz zu einer atmosphärischen Schmelzkammerfeuerung ist die Abgabe von Feuerungswärme über die Begrenzungswände der DKSF-Brennkammer nicht erwünscht, da mit jedem Wärmestrom, der an der Gasturbine vorbeigeführt wird, eine Wirkungsgradeinbuße des Gesamtprozesses verbunden ist.

An der DKSF-Versuchsanlage in Dorsten wird die Brennkammer mit einer thermischen Leistung von 1 MW ohne Kühlung betrieben (siehe Bild 3.4). Abschätzungen der Energiebilanz der Dorstener Brennkammer haben gezeigt, daß sich an der Innenseite der Brennkammerisolierung aufgrund der Betriebsbedingungen keine feste Schlackeschicht ausbil-

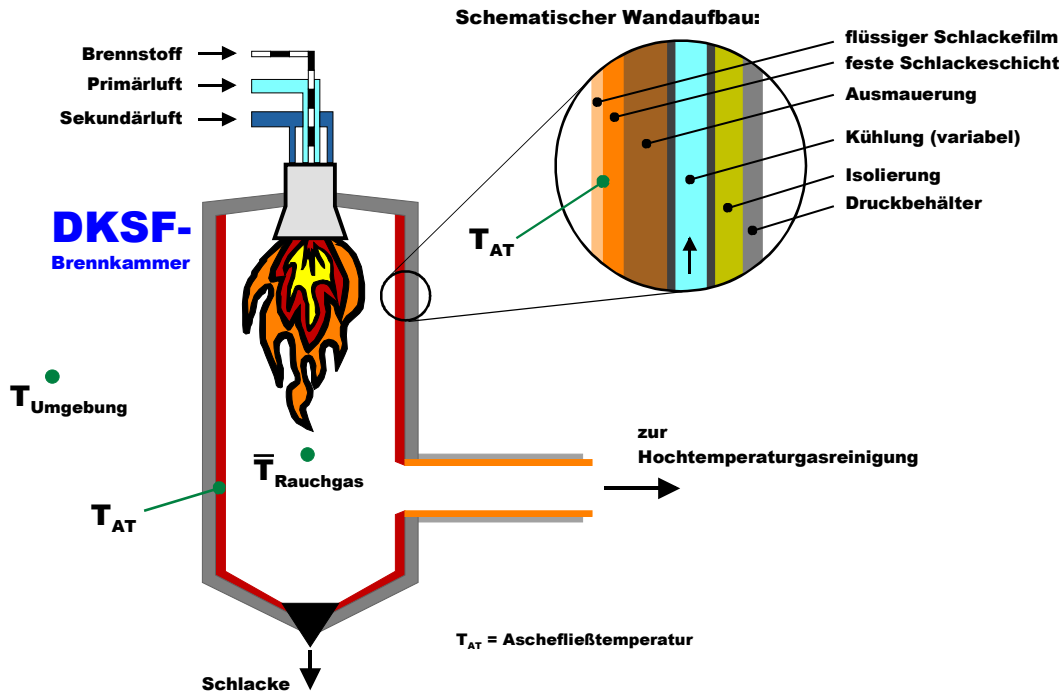
den kann [HAE00]. Mit dem derzeit eingesetzten Feuerfestmaterialien kann diese DKSF-Brennkammer problemlos betrieben werden. Ob diese Materialien mit ausreichenden Standzeiten in der Brennkammer eines Kombikraftwerks (thermische Leistung  $> 500$  MW) eingesetzt werden können, muß erst durch den Bau und Betrieb einer Demonstrationsanlage größerer Leistung nachgewiesen werden.



**Bild 3.4:** Schematischer Aufbau einer DKSF-Brennkammer ohne Kühlung

Aus diesem Grund wird davon ausgegangen, daß zum Schutz der Isolierung der DKSF-Brennkammer eine feste Schlackeschicht an der inneren Wandfläche erzeugt werden muß. Dies geschieht durch eine kontrollierte Kühlung der Behälterwand bis unter den Erstarrungspunkt der Schlacke.

In Bild 3.5 ist der prinzipielle Aufbau einer aktiv gekühlten Brennkammerwand dargestellt. Durch die aktive Kühlung wird der größere Teil des abzuführenden Wärmestroms einem später noch genauer zu spezifizierenden Kühlmedium zugeführt und nur ein kleiner Anteil wird als Wärmeverlust an die Umgebung abgegeben. Mit dieser Kühlmethode ist es möglich, die über das Kühlmittel abgeführte Wärme an geeigneter Stelle (in Abhängigkeit vom Kühlmittel) wieder nutzbringend in den Prozeß einzubinden.



**Bild 3.5:** Schematischer Aufbau einer DKSF-Brennkammer mit aktiver Kühlung

Um die notwendige Kühlleistung zur Erzeugung einer festen Schlackeschicht auf der Innenseite genauer abschätzen zu können, war es notwendig, ein neues Berechnungsverfahren für den Wärmeübergang vom Brennraum an die Brennkammerwand zu entwickeln.

### Bestimmung der Brennkammerkühlleistung

Die erforderliche Kühlleistung ergibt sich aus dem Produkt der zu kühlenden Oberfläche (hier: innere Oberfläche der Brennkammer) und der Wärmestromdichte. Die Ermittlung der Wärmestromdichte erfordert eine genauere Betrachtung der ablaufenden Wärmetransportvorgänge im Inneren der Brennkammer und der Gesamtenergiebilanz der Brennkammer.

Ziel der auszulegenden Kühlung ist, wie oben bereits erläutert, die Induzierung einer festen Schlackeschicht auf der Innenseite der Brennkammerausmauerung, d.h. die innere Oberfläche der Ausmauerung muß unter die Erstarrungstemperatur der Schlacke abgekühlt werden. Auf dieser festen Schlackeschicht wird sich ein flüssiger, nach unten abfließender Schlackefilm ausbilden, dessen Dicke in erster Näherung auf der gesamten inneren Oberfläche als konstant angenommen wird.

Aus der Berechnung der Wärmeleitung durch den flüssigen Schlackefilm (in die die Dicke und Wärmeleitfähigkeit des Schlackefilms, sowie die Wärmestromdichte eingehen) kann die Oberflächentemperatur der flüssigen Schlacke ermittelt werden. Diese wird analog zu oben getroffenen Näherung einer konstanten Schlackendicke ebenfalls als konstant über

die ganze Wand angenommen<sup>15</sup>. Aufgrund der Kühlung der Wand wird diese Temperatur unterhalb der Rauchgastemperatur liegen und hervorgerufen durch die Temperaturdifferenz treten die Wärmeübergangsmechanismen Strahlung und Konvektion in Erscheinung:

1) Das Rauchgas stellt ein strahlungsemittierendes und -absorbierendes Medium dar. In dem vorliegenden Fall des Verbrennungsabgases einer Kohlenstaubfeuerung ist neben den Strahlungseigenschaften des Gases (insbesondere der Gaskomponenten Wasserdampf und Kohlendioxid) der Einfluß der Feststoff bzw. Staubpartikel auf die Strahlungseigenschaften des Rauchgases (Gas-Feststoff-Gemisch) zu berücksichtigen. Außer von den Strahlungseigenschaften des strömenden Mediums und der Wand wird der durch Strahlung übertragene Wärmestrom im Wesentlichen durch die Differenz der mittleren Temperaturen von Gas und Wand bestimmt. Dabei ist die Wärmestromdichte nicht wie bei anderen Wärmeübergangsmechanismen (wie z.B. der Konvektion) linear abhängig von der Temperaturdifferenz, sondern proportional zur Differenz der vierten Potenzen der Temperaturen, d.h. größere Temperaturdifferenzen haben einen überproportionalen Einfluß auf die Wärmestromdichte. Eine Berechnung der mittleren Wärmestromdichte mit einer über die Höhe der Brennkammer linear gemittelten Rauchgastemperatur führt nicht zu korrekten Ergebnissen. Daher werden die Berechnungen nicht für die gesamte Brennkammer durchgeführt, sondern schichtweise.

Zur Berechnung des Strahlungsanteils ist ein Modell für gekoppelte Gas- und Staubstrahlung nach Vortmeyer [VDI94a] angepaßt worden. Der verwendete Ansatz basiert auf einem Staubstrahlungsmodell für höhere Staubbeladungen unter Berücksichtigung der Strahlungsstreuung an Staubpartikeln unter Verwendung eines Modells von Brummel [VDI94a] für die optischen Eigenschaften von Steinkohlenaschen. Das Gas wird als ein Gemisch aus  $H_2O$ ,  $CO_2$  und nicht strahlenden Komponenten unter Berücksichtigung von Korrekturfaktoren für erhöhten Gesamtdruck nach Leckner [VDI94a] und Emissionsgraden für  $H_2O$  und  $CO_2$  nach Hottel und Egbert [VDI94a] verstanden.

2) Ein weiterer Anteil der insgesamt übertragenen Wärme geht aufgrund erzwungener Konvektion von dem an der Wand entlang strömenden Rauchgas auf diese über. Die auf diesen Mechanismus zurückzuführende übertragene Wärmeleistung ist bei den vorherrschenden Temperaturen wesentlich geringer als die durch Strahlung übertragene Wärmeleistung. Sie ist hauptsächlich abhängig von den Eigenschaften der Strömung, der Rauchgasgeschwindigkeit und der Geometrie.

---

<sup>15</sup> Die Annahme einer konstanten Wandtemperatur ist prinzipiell nur mit einer Verdampfungskühlung, bei der die Temperatur des Kühlmediums näherungsweise (unter Vernachlässigung von Druckverlusten) konstant bleibt, realisierbar.

Die komplette Darstellung aller Berechnungsgleichungen für die beschriebenen Wärmetransportvorgänge würde den Rahmen dieser Arbeit übersteigen. Daher sei an dieser Stelle auf die Berechnungsblätter des VDI-Wärmeatlasses [VDI94a] verwiesen.

Die oben genannten Wärmetransportvorgänge sollen im Rahmen dieser Arbeit nicht näher untersucht werden, jedoch hat die Höhe der Wärmestromdichte bzw. der Gesamtwärmeverluste des Rauchgases an die Wand entscheidende Bedeutung für die erforderliche theoretische Verbrennungstemperatur, da nach Abzug der Wärmeverluste das Rauchgas immer noch heiß genug sein muß, so daß die im Rauchgas dispergierten Partikel im flüssigen Aggregatzustand vorliegen. Die Rauchgastemperatur am Austritt muß also immer noch oberhalb des Aschefließpunkts liegen.

Das bedeutet, daß bei bekanntem Fließpunkt der Asche die Rauchgasaustrittstemperatur aus der Brennkammer und, durch eine iterative Berechnung der Wärmeverluste, auch die Rauchgaseintrittstemperatur ermittelt werden können. Daraus ergibt sich dann indirekt die erforderliche Luftzahl der Verbrennung. Somit ist außerdem der abzuführende Wärmestrom bestimmt und die Kühlung kann entsprechend ausgelegt werden, so daß die erforderliche Wärme abtransportiert werden kann.

Es wird weiterhin eine Grobauslegung der DKSF-Brennkammer durchgeführt. Dabei wird von der idealisierten Vorstellung ausgegangen, daß die Brennkammer aus einem mehrschichtigen zylindrischen Behälter besteht. Die Brennraumabmessungen ergeben sich aus dem Rauchgasvolumenstrom (Verbrennungsrechnung) und den vorgegebenen Größen Strömungsgeschwindigkeit (5 m/s) und Verweilzeit der Schlackepartikel (2 s). Es wird weiterhin angenommen, daß sich im stationären Zustand ein konstanter flüssiger Schlackefilm von 2 mm und nachfolgend eine 10 mm feste Schlackeschicht anschließen. Zum Schutz der Membranwand der Kühlung ist zwischen fester Schlacke und der Membranwand eine Schicht aus Stampfmasse vorgesehen. Eine weitere Isolierung wird zwischen der Membranwand und dem Druckbehälter angeordnet. Die Schichtdicken der Isolierungen werden aus den bekannten Wärmeleitfähigkeiten und dem vorgegebenen bzw. berechneten Temperaturgefälle ermittelt. Diese Auslegung ermöglicht die Erstellung einer Temperaturverteilung vom Brennraum (Rauchgas) bis an die Umgebung.

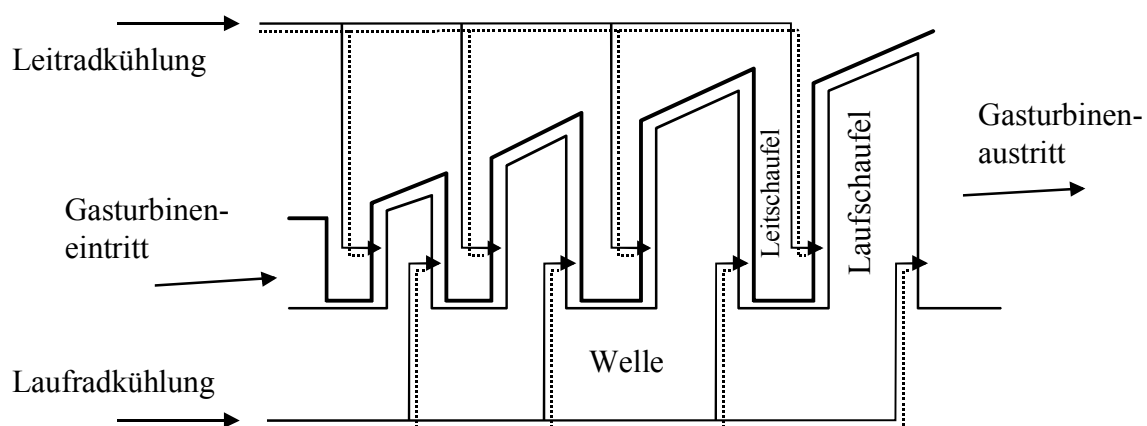
Zusätzlich wird noch die Brennkammerkühlung grobausgelegt. Bei dieser Auslegung wird der Wärmeübergangskoeffizient von der Membranwand an das Kühlmedium berechnet. Des weiteren ergibt sich aus der Festlegung der Membranwandgeometrie die Strömungsgeschwindigkeit des Kühlmediums. Diese Berechnungsgrößen dienen zur Bewertung der technischen Realisierbarkeit einer Brennkammerkühlung mit unterschiedlichen Kühlmedien (siehe Kap. 6.2.2).

Den Berechnungen zur DKSF-Brennkammer liegen die Annahmen „Eigenschaften der Brennkammer“, „Brennkammerdimensionierung“ und „Eigenschaften der Brennkammerkühlung“ nach Tabelle A.3 Anhang A zugrunde.

### 3.4.4 Gasturbine

Unter der Bezeichnung Gasturbine werden die beiden Strömungsmaschinen Verdichter zur Kompression der Verbrennungsluft und Turbine zur Expansion des Rauchgases zusammengefaßt. Die terminologische Zusammenfassung lehnt sich an die räumliche Nähe der beiden Maschinen bei gas- und ölbefeuerten Gasturbinen an, die bei Anlagen mit hohen Leistungen gemeinsam mit dem Generator auf einer Welle dicht beieinander angeordnet sind. Die kompakte Ausführung sollte für das Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR ebenfalls angestrebt werden, weil dadurch einerseits die zwischen den Maschinen auftretenden thermischen und hydraulischen Verluste und außerdem der Materialaufwand für dickwandige druckfeste (und damit kostenintensive) Bauteile und Rohrleitungen minimiert werden kann. Allerdings muß bei dem hier betrachteten Gasturbinenprozeß des Kombikraftwerks mit ballasthaltigem Brennstoff als weitere Anlagenkomponente die Hochtemperaturgasreinigung neben der Brennkammer zwischen Austritt des Verdichters und dem Eintritt der Gasturbine berücksichtigt werden. Dadurch ergibt sich ein höherer anlagentechnischer Aufwand, der einen größeren Platzbedarf zur Folge hat und entsprechend zu einer weniger kompakten konstruktiven Auslegung führen wird. Als Folge sind höhere Wärmeverluste, im Vergleich zu herkömmlichen Gasturbinen, sowie größerer Material- und Kostenaufwand zu erwarten.

Zur Steigerung des Wirkungsgrades von Gasturbinenanlagen wurde bereits vor über zehn Jahren damit begonnen, Gasturbineneintrittstemperaturen zuzulassen, die über den zulässigen Werkstofftemperaturen der in der Turbine eingesetzten Welle und Schaufeln liegen. Dies ist durch den Einsatz einer Luftkühlung möglich geworden. Die dazu notwendige Kühlluft wird dem Kompressor auf den erforderlichen Druckniveaus entnommen und in die Leitschaufeln sowie durch die Welle in die Laufradbeschaufelung, wie in Bild 3.6 dargestellt, eingebracht.



**Bild 3.6:** Schema einer luftgekühlten Gasturbine

Dabei wird eine Kombination von Konvektions- und Filmkühlung verwendet, die in aufwendigen 3-dimensionalen turbulenten Strömungsfeldberechnungen ausgelegt werden, um

die Kühlung möglichst effektiv zu gestalten und somit, die durch die Kühlung hervorgerufene Wirkungsgrad- und Leistungseinbuße zu minimieren.

Zur Einhaltung der maximal zulässigen Schaufeloberflächentemperaturen wird der dazu notwendige Kühlluftmassenstrom für die Gasturbine des Kombikraftwerkskonzepts nach einem halbempirischen Modell von El-Masri [ELM88] abgeschätzt:

$$\frac{\dot{C}_{KL}}{\dot{C}_{RG}} = \frac{\dot{n}_{KL} \cdot \bar{c}_{p,KL}}{\dot{n}_{RG} \cdot \bar{c}_{p,RG}} = a \cdot \left( \frac{\Phi_{KL}}{\Phi_{KL}^{\infty} - \Phi_{KL}} \right)^b \quad (3.17)$$

Dabei bedeutet  $\Phi_{KL}$  die Kühleffektivität, die folgendermaßen definiert ist:

$$\Phi_{KL} = \frac{T_{t,RG} - T_S}{T_{t,RG} - T_{t,KL}} \quad (3.18)$$

Es bedeuten weiterhin

$\dot{C}_{KL}, \dot{C}_{RG}$	Wärmekapazitätsstrom der Kühlluft bzw. des Rauchgases
$\dot{n}_{KL}, \dot{n}_{RG}$	Spezifischer Molenstrom der Kühlluft bzw. des Rauchgases
$\bar{c}_{p,KL}, \bar{c}_{p,RG}$	Molare isobare Wärmekapazität der Kühlluft bzw. des Rauchgases
$\Phi_{KL}^{\infty}$	Asymptotischer Grenzwert für unendlich große Kühlluftströme $\Phi_{KL}^{\infty} = 1$ bei Filmkühlung, $\Phi_{KL}^{\infty} \approx 0,85$ bei Konvektionskühlung
$T_{t,RG}$	Totale Rauchgastemperatur am Stufeneintritt
$T_{t,KL}$	Totale Kühllufttemperatur am Stufeneintritt
$T_S$	Maximal zulässige Schaufeloberflächentemperatur
$a, b$	Faktoren in Abhängigkeit von Position der Schaufelreihe, Art der Kühlung, Leit- bzw. Laufrad <sup>16</sup>

Die thermodynamischen Beziehungen für den einfachen, offenen Gasturbinenprozeß zeigen, daß die Brennkammeraustritts- oder die Turbineneintrittstemperatur als höchste im ganzen Prozeß maßgebend für den Wirkungsgrad der Gasturbine ist. Aus dem Grund macht die Verwendung luftgekühlter Gasturbinen die Vereinbarung einer einheitlichen Gasturbineneintrittstemperatur erforderlich. Um also Vergleiche von verschiedenen Kraftwerksprozessen mit Gasturbinen zu ermöglichen, muß man sich auf eine einheitliche Temperaturdefinition beziehen. Die in der ISO-2314 vereinbarte Temperatur entspricht der

<sup>16</sup> siehe Tabelle A.3 Anhang A



Mischungstemperatur des eintretenden Rauchgases und aller eintretenden Kühlluftströme nach folgender Gleichung:

$$t_{ISO} = \frac{\dot{m}_{TE} h_{TE} + \sum_i \dot{m}_{KL,i} h_{KL,i}}{\left( \dot{m}_{TE} + \sum_i \dot{m}_{KL,i} \right) \cdot c_p(t_{ISO}, \xi_{TA})} \quad (3.19)$$

$\dot{m}_{TE}$	Massenstrom des Rauchgases Gasturbineneintritt
$h_{TE}$	Spezifische Enthalpie des Rauchgases Gasturbineneintritt
$\dot{m}_{KL,i}$	Massenstrom der Kühlluft der i-ten Stufe
$h_{KL,i}$	Spezifische Enthalpie der Kühlluft der i-ten Stufe
$c_p(t_{ISO}, \xi_{TA})$	Integrale spezifische Wärmekapazität des Rauchgases mit Abgaszusammensetzung bei ISO-Turbineneintrittstemperatur

Sie wird von den Turbinenherstellern verwendet, um die maximal zulässigen Betriebsbedingungen einer Turbine zu definieren.

Eine bestimmte ISO-Turbineneintrittstemperatur kann definitionsgemäß mit unterschiedlichen Rauchgaseintrittstemperaturen realisiert werden, da durch Anpassung der Kühlung die Mischungstemperatur konstant gehalten werden kann. Wird die Kühlluft für die Gasturbine direkt (d.h. ohne Kühlluftkühlung) den entsprechenden Stufen der Gasturbine zugeführt ergibt sich die Temperatur der Kühlluftströme einzig durch die Erwärmung bei der isentropen Verdichtung der Luft, so daß zur Einhaltung der ISO-Temperatur die Rauchgastemperatur bereits festgelegt ist.

Basierend auf der Definition der Turbineneintrittstemperatur nach ISO 2314 kann zur Bewertung der Ergebnisse von Kühlluftberechnungen und des Einflusses auf die Turbine, der Isentropenwirkungsgrad nach Gl. (3.20) herangezogen werden:

$$\eta_{is,ISO} = \frac{h(t_{ISO}, \xi_{TA}) - h(t_{TA}, \xi_{TA})}{h(t_{ISO}, \xi_{TA}) - h(t_{is,TA}, \xi_{TA})} \quad (3.20)$$

$h(t_{ISO}, \xi_{TA})$	Spezifische Enthalpie des Rauchgases mit Abgaszusammensetzung bei ISO-Turbineneintrittstemperatur
$h(t_{TA}, \xi_{TA})$	Spezifische Enthalpie des Rauchgases mit Abgaszusammensetzung bei Turbinenaustrittstemperatur
$h(t_{is,TA}, \xi_{TA})$	Spezifische Enthalpie des Rauchgases mit Abgaszusammensetzung bei Turbinenaustrittstemperatur nach isentroper Expansion

Der ISO-Turbinenwirkungsgrad bezieht sich wie die ISO-Turbineneintrittstemperatur auf eine ungekühlte Vergleichsturbine, bei der die Eintrittstemperatur in die erste Stufe gleich der ISO-Temperatur und der Abgaszustand identisch mit der gekühlten Turbine ist.

Der Kompressor der Gasturbinenanlage wird vereinfacht in vier Verdichtungsstufen unterteilt. Nach jeder Stufe wird ein Teilstrom der Ansaugluft zu Kühlzwecken für die Gasturbine entnommen. Die Leistung des Verdichters wird allgemein nach folgender Gleichung bestimmt:

$$P_V^m = \frac{\eta_m \cdot \dot{m}_{AL}}{\eta_V^{is}} \cdot (h_{AL,ein} - h_{AL,aus}^{is}). \quad (3.21)$$

$\eta_m$                       Mechanischer Wirkungsgrad

$\eta_V^{is}$                     Isentroper Verdichterwirkungsgrad

$h_{AL,aus}^{is}$               Spezifische Enthalpie der Ansaugluft nach isentroper Kompression

Zusätzlich wurden die abgezweigten Kühlluftmassenströme bei der Leistungsberechnung berücksichtigt. Für das Basis Kombikraftwerk ist ein isentroper Verdichterwirkungsgrad von 85 % angenommen worden.

Die Gasturbine wird ebenfalls mit vier Stufen ausgelegt, wobei jeder Stufe die dem Druckniveau entsprechende Kühlluft zugeführt wird. Anders als beim Verdichter wird die Zustandsänderung in der Turbine mit einem konstanten, isentropen Stufenwirkungsgrad, der für den Basisfall 89,28 % beträgt, berechnet. Die Leistung einer Gasturbinenstufe wird allgemein berechnet aus:

$$P_{GT,ST}^m = \eta_m \cdot \dot{m}_{RG} \cdot \eta_{GT,St}^{is} \cdot (h_{RG,ein} - h_{RG,aus}^{is}). \quad (3.22)$$

$\eta_{GT,St}^{is}$                 Isentroper Wirkungsgrad Gasturbinenstufe

$h_{RG,aus}^{is}$               Spezifische Enthalpie des Rauchgases nach isentroper Expansion

Die Gesamtleistung der Gasturbine setzt sich additiv aus den Leistungen der Einzelstufen zusammen.

### 3.4.5 Dampfturbine

In der Dampfturbine wird die im Wasserdampf enthaltene Enthalpie umgewandelt in mechanische Rotationsenergie, welche dazu verwendet wird, einen Generator zur Erzeugung von Elektrizität anzutreiben. Dampfturbinen in Großkraftwerken sind in der Regel in Hochdruck-, Mitteldruck- und ein- oder mehrflutige Niederdruckstufen unterteilt. Diese Unterteilung bietet die Möglichkeit den Dampf nach der HD-Stufe erneut zu überhitzen, sowie der Beherrschung der großen Volumenströme am Austritt der ND-Stufen.

Bei der Umwandlung der Enthalpie des Dampfes in mechanische Energie der Turbine treten in den verschiedenen Druckstufen Verluste in Erscheinung, die eine irreversible Entspannung zur Folge haben. Diese Verluste werden bei Berechnungen von Dampfturbinen in Kraftwerksprozessen üblicherweise in deren Isentropenwirkungsgrad berücksichtigt. Zur besseren Anpassung des Entspannungsverlaufes an die Zustandsänderungen in einer realen Dampfturbine ist jede Teilturbine mit einem mittleren, isentropen Stufenwirkungsgrad berechnet worden. Für die Dampfturbine des Referenz Steinkohledampfkraftwerks ist dieser Wirkungsgrad zu 91,5 % und für die des Basis Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR zu 86 % angenommen worden. Der große Unterschied wird durch die höheren Verluste der kleineren Dampfturbine des Kombikraftwerks begründet. Die Wellenleistung der Dampfturbinen wird allgemein nach folgender Gleichung ermittelt:

$$P_{DT,St}^m = \eta_m \cdot \dot{m}_{Dampf} \cdot \bar{\eta}_{DT,St}^{is} \cdot (h_{Dampf,ein} - h_{Dampf,aus}^{is}). \quad (3.23)$$

$\bar{\eta}_{DT,St}^{is}$  Mittlerer isentroper Wirkungsgrad Dampfturbinenstufe

$h_{Dampf,aus}^{is}$  Spezifische Enthalpie des Dampfes nach isentroper Expansion

Jede Teilturbine wird dabei in mehrere Stufen unterteilt und die Zustandsänderung jeweils mit dem mittleren, isentropen Stufenwirkungsgrad bestimmt. Somit kann der reale Entspannungsverlauf des Dampfes in der Turbine besser angenähert werden als durch die Annahme eines konstanten isentropen Wirkungsgrades über die gesamte Teilturbine.

Für die Berechnung der Dampfturbinen werden die Annahmen nach Anhang A Tabelle A.1 und A.2 zugrunde gelegt.

### 3.4.6 Abhitzedampferzeuger

Eine wichtige Aufgabe bei der Auslegung eines Kombiprozesses ist die optimale Ausnutzung der Abwärme aus der Gasturbine im Abhitzedampferzeuger (AHDE). Am gebräuchlichsten für diesen Zweck sind AHDE mit Zwangsumlauf, wegen der kompakten Bauweise und der guten Eignung für schnelles An- und Abfahren. Der Dampferzeuger muß folgende, zum Teil sich widersprechende Bedingungen, erfüllen [KEH84]:

- hoher Ausnutzungsgrad der Abwärme,
- rauchgasseitig niedrige Druckverluste, zur Vermeidung von Leistungs- und Wirkungsgradeinbußen bei der Gasturbine,
- Tieftemperaturkorrosion in Grenzen halten,
- hohe Druckgradienten zulassen.

Vor allem die ersten beiden Bedingungen sind miteinander schwer zu vereinbaren. Die unterschiedlichen physikalischen Eigenschaften von Wasser und Abgasen führen zwangs-

läufig zu exergetischen und energetischen Verlusten. Um eine „ideale Wärmeübertragung“ zu ermöglichen, müßten die Wärmekapazitätsströme für beide Medien in jedem Punkt des Wärmeübertragers gleich sein. Da Wasser bei konstanter Temperatur verdampft, kann ein Kessel jedoch nie ein „idealer Wärmeübertrager“ sein. Durch die Verwendung mehrerer Druckstufen im Dampfprozeß verläuft die Verdampfung bei unterschiedlichen Temperaturen, so daß dem oben angesprochenen Problem entgegengewirkt werden kann.

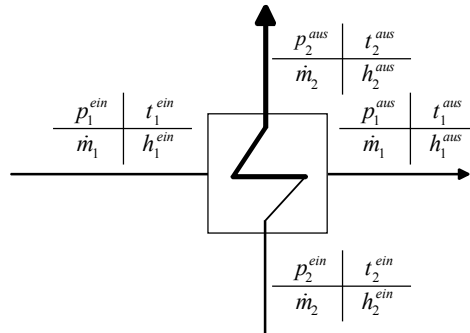
Eine optimale Auslegung des AHDE kann demnach nur in Verbindung mit dem Dampfkreis erfolgen. Ziel dabei muß es sein, die Exergieverluste bei der Wärmeübertragung zwischen dem Abgas der Gasturbine und dem Arbeitsmedium der Dampfturbine zu minimieren. Die übergeordnete Optimierungsaufgabe ist die Maximierung der Dampfturbinenleistung, da eine maximale Leistung der Dampfturbine immer zu dem höchsten Wirkungsgrad des Kombiprozesses führt.

Bei der Auslegung des AHDE ist ein Optimum zwischen Aufwand und Nutzen anzustreben. Der Aufwand hängt hauptsächlich von der installierten Heizfläche ab. Als geeignetes Maß dient meist die Grädigkeit oder der Pinch-Point des Verdampfers (kleinste Temperaturdifferenz zwischen Wasser und Rauchgas). Die Fläche des Verdampfers nimmt bei Verminderung der Grädigkeit exponentiell zu, die Dampfproduktion steigt aber nur linear an. Die Wahl der Grädigkeit ist deshalb für die Größe der Heizfläche entscheidend. Eine zu große Heizfläche kann im Extremfall derartige Druckverluste verursachen, daß die resultierende Leistungs- und Wirkungsgradverminderung der Gasturbine größer ist als der Leistungsgewinn bei der Dampfturbine. Für die Auslegung der Wärmeübertragerflächen im Abhitzedampferzeuger wurden die Temperaturabstände nach Anhang A Tabelle A.3 „Temperaturabstände zwischen Rauchgas und Wasser/Dampf im AHK (Pinch-Point)“ eingestellt.

Beim Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR stellt das Gasturbinenabgas ebenso wie beim Erdgas-GUD<sup>®</sup> die Hauptwärmequelle des Abhitzedampfprozesses dar. Aus diesem Grund ist die Anordnung der Heizflächen in Anlehnung an 3-Druck AHDE ausgeführter GUD-Kraftwerke [SEM97, LEN99] gewählt und an die Besonderheiten (Wärmezufuhr aus DKSF-Brennkammer, Rauchgasentnahme für Kohletrocknung, rauchgasseitige AHDE-Austrittstemperatur) des Kombikraftwerks angepaßt worden.

Durch die Festlegung der Temperaturabstände zwischen Rauchgas und Wasser bzw. Dampf und die Kenntnis, welcher Wärmestrom vom Rauchgas an den Dampfkreis übertragen wird, lassen sich bei vorgegebener Anordnung der Heizflächen im Abhitzedampferzeuger, die Massenströme der Verdampfer (ND/MD/HD) und damit die Leistung der Dampfturbine eindeutig bestimmen.

Bei der thermodynamischen Berechnung der Wärmeübertrager des Abhitzedampferzeugers wird zwischen der Wärmeübertragung mit und ohne Phasenwechsel unterschieden.

**Wärmeübertrager mit Phasenwechsel (Verdampfer)****Bild 3.7:** Schaltschema eines Wärmeübertragers mit Phasenwechsel (Verdampfer)**Vorgaben:**

Daten der eintretenden Ströme

$$p_1^{ein}, t_1^{ein}, \dot{m}_1, p_2^{ein}, t_2^{ein}, \dot{m}_2$$

Relative Druckverluste

$$\Delta p_1^{rel}, \Delta p_2^{rel}$$

Zusammensetzung bei Gasen

$$\xi_i \text{ (Massenanteile)}$$

Grädigkeit des Wärmeübertragers

$$\Delta t_{VD} = t_1^{aus} - t^s$$

$$t^s = f(p_2^{ein})$$

**Berechnung:**

Drücke am Austritt

$$p_{1,2}^{aus} = (1 - \Delta p_{1,2}^{rel}) \cdot p_{1,2}^{ein}$$

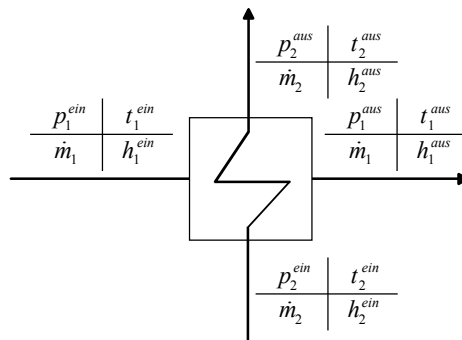
Spezifische Enthalpien am Austritt

$$h_2^{aus} = f(t_2^{aus}, p_2^{aus})$$

$$h_1^{aus} = h_1^{ein} - \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} \cdot (h_2^{aus} - h_2^{ein})$$

Temperatur am Austritt

$$t_1^{aus} = f(h_1^{aus}, p_1^{aus})$$

**Wärmeübertrager ohne Phasenwechsel (Vorwärmer, Überhitzer)****Bild 3.8:** Schaltschema eines Wärmeübertragers ohne Phasenwechsel

**Vorgaben:**

Daten der eintretenden Ströme	$p_1^{ein}, t_1^{ein}, \dot{m}_1, p_2^{ein}, t_2^{ein}, \dot{m}_2$
Relative Druckverluste	$\Delta p_1^{rel}, \Delta p_2^{rel}$
Austrittstemperatur eines Stoffstroms	entweder $t_1^{aus}$ oder $t_2^{aus}$
Zusammensetzung bei Gasen	$\xi_i$ (Massenanteile)
Grädigkeit des Wärmeübertragers	$\Delta t_{\dot{U}H, \dot{V}W} = t_1^{aus} - t_2^{ein}$

**Berechnung:**

Drücke am Austritt	$p_{1,2}^{aus} = (1 - \Delta p_{1,2}^{rel}) \cdot p_{1,2}^{ein}$
Spezifische Enthalpien am Austritt	$h_1^{aus} = f(t_1^{aus}, p_1^{aus})$ $h_2^{aus} = h_2^{ein} + \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} \cdot (h_1^{ein} - h_1^{aus})$
Temperatur am Austritt	$t_2^{aus} = f(h_2^{aus}, p_2^{aus})$

**Bestimmung der Austrittstemperatur des Abhitzedampferzeugers**

Zu den oben genannten physikalischen Einschränkungen kommt noch eine chemische Begrenzung der energetischen Ausnutzung der Abgase aufgrund der Tieftemperaturkorrosion hinzu. Diese - durch den Schwefel verursachte Korrosion - tritt auf, wenn die Abgase unter eine bestimmte Temperatur abgekühlt werden. Diese Grenztemperatur ist der Taupunkt der Schwefelsäure. Zur Abschätzung des Schwefelsäuretaupunkts der Gasturbinenabgase wird in Anlehnung an die VDI-Richtlinie 4670 [VDI00] die empirische Beziehung nach Verhoff [VER74] angewandt (Gl. (3.24)).

$$T_S = \left( A - B \cdot \ln(p_{H_2O}) - C \cdot \ln(p_{H_2SO_4}) + D \cdot \ln(p_{H_2O}) \cdot \ln(p_{H_2SO_4}) \right)^{-1} \quad (3.24)$$

Dabei bedeuten:

$p_{H_2O}$  Partialdruck von Wasser

$p_{H_2SO_4}$  Partialdruck von Schwefelsäure

Die Konstanten  $A, B, C, D$  der Gl. (3.24) sind in Anhang A Tabelle A.1 „Annahmen zur Berechnung des Schwefelsäuretaupunkts“ aufgelistet.

Laut [VDI00] beträgt die Unsicherheit der mit Gl. (3.24) berechneten Schwefelsäuretaupunkte  $\Delta T_S = \pm 8 K$ . Aus diesem Grund wurde die Abhitzedampferzeugeraustrittstemperatur nach Gl. (3.24) ermittelt und mindestens um  $\Delta T_S = 8 K$  erhöht, um einen ausreichenden Temperaturabstand zum Taupunkt zu gewährleisten. Genauere Ergebnisse lassen sich laut [VDI00] mit vergleichsweise aufwendigen Phasengleichgewichtsrechnungen, z.B.

nach Knoche [KNO86], erzielen. Eine zuverlässige Bestimmung der Taupunkttemperatur ist allerdings nur durch Messung der Schwefelsäurekonzentration im Abgas möglich, da diese nicht ausreichend aus dem Schwefelgehalt im Brennstoff vorhergesagt werden kann.

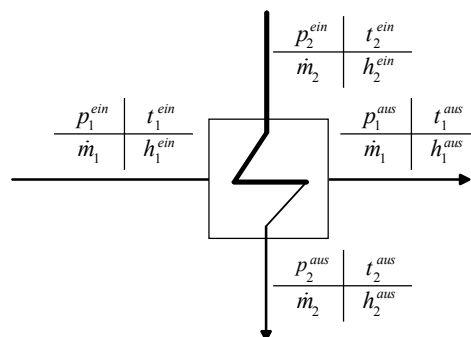
In einem Abhitzekessel ist der rauchgasseitige Wärmeübergang schlechter als der dampf- oder wasserseitige. Deshalb haben die Rohre auf der rauchgasseitigen Oberfläche ungefähr die gleiche Temperatur wie das Wasser oder der Dampf. Entscheidend für die Kondensation von Schwefelsäure am Austritt des Abhitzedampferzeugers ist deshalb nicht die mittlere Rauchgastemperatur, sondern die Rohrwandtemperatur des Kondensatvorwärmers. Aus diesem Grund wurde die Eintrittstemperatur des Kondensats in den Abhitzedampferzeuger zur Vermeidung von Tieftemperaturkorrosion so gewählt, daß sie ungefähr dem Säuretaupunkt entsprach. Sind im Abgas keine Schwefelverbindungen vorhanden, ist eine Kamineintrittstemperatur von 72 °C zulässig [BMU00b].

### 3.4.7 Dampfkreislauf

Die Hauptaufgabe der Dampfkreisläufe der untersuchten Kraftwerksprozesse ist die Umwandlung der im Rauchgas (Gasturbinenabgas, Rauchgas aus Dampferzeugerfeuerung) enthaltenen Energie in elektrische Energie in den Generatoren der Dampfturbinenanlagen. Für die Erzeugung des dazu notwendigen Frischdampfes muß von den Dampfkreisläufen Speisewasser bereitgestellt werden. Beim Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR müssen zusätzlich noch Kühlmedien (Wasser oder Dampf auf verschiedenen Druckniveaus) für andere Verfahrensschritte innerhalb des Kraftwerksprozesses, z.B. zur Kühlung der Brennkammer oder der Kohletransportluft zur Verfügung gestellt werden.

Nachfolgend werden die Berechnungsgrundlagen für die in den Dampfkreisläufen vorkommenden Anlagenkomponenten (Dampfturbine s. Kap. 3.4.5) vorgestellt.

#### Wärmeübertrager mit Phasenwechsel (Kondensator)



**Bild 3.9:** Schaltschema eines Wärmeübertragers mit Phasenwechsel (Kondensator)

**Vorgaben:**

Daten der eintretenden Ströme

$$p_1^{ein}, t_1^{ein}, t_1^{aus}, \dot{m}_2$$

Temperaturen am Austritt

$$t_1^{aus}, t_2^{aus}$$

Relative Druckverluste

$$\Delta p_1^{rel}, \Delta p_2^{rel}$$

Grädigkeit des Wärmeübertragers

$$\Delta t_K = t_2^{ein} - t_1^{aus}$$

**Berechnung:**

Druck am Eintritt

$$p_2^{ein} = p^s = f(t_2^{ein})$$

Drücke am Austritt

$$p_{1,2}^{aus} = (1 - \Delta p_{1,2}^{rel}) \cdot p_{1,2}^{ein}$$

Temperatur am Eintritt

$$t_2^{ein} = t_1^{aus} + \Delta t_K$$

Temperatur am Austritt

$$t_2^{aus} = t^s = f(p_2^{aus})$$

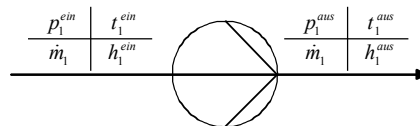
Massenstrom des Kühlmediums

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \cdot \frac{h_2^{ein} - h_2^{aus}}{h_1^{aus} - h_1^{ein}}$$

Spezifische Enthalpien am Austritt

$$h_1^{aus} = f(t_1^{aus}, p_1^{aus})$$

$$h_2^{aus} = f(t_2^{aus}, p_2^{aus})$$

**Pumpe** (Speisepumpe, Umwälzpumpe etc.)**Bild 3.10:** Schaltschema einer Pumpe**Vorgaben:**

Daten des eintretenden Stroms

$$p_1^{ein}, t_1^{ein}, \dot{m}_1$$

Pumpenförderdruck

$$p_1^{aus}$$

Pumpenwirkungsgrad

$$\eta_{is}$$

**Berechnung:**

Temperatur am Austritt

$$t_1^{aus} = f(h_1^{aus}, p_1^{aus})$$

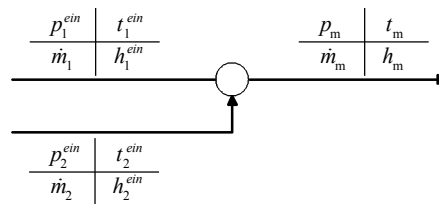
Spezifische Enthalpie am Austritt

$$h_1^{aus} = f(\eta_{is}, t_1^{ein}, p_1^{ein}, p_1^{aus})$$

Pumpenleistung

$$P = \dot{m}_1 \cdot (h_1^{aus} - h_1^{ein})$$



**Mischer****Bild 3.11:** Schaltschema eines Mischers**Vorgaben:**

Daten der eintretenden Ströme  $p_1^{ein}, t_1^{ein}, \dot{m}_1^{ein}, p_2^{ein}, t_2^{ein}, \dot{m}_2^{ein}$

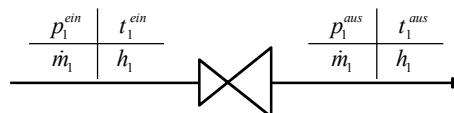
**Berechnung:**

Druck der Mischung  $p_m = \text{Min}(p_1, p_2)$

Temperatur am Austritt  $t_m = f(h_m, p_m)$

Massenstrom der Mischung  $\dot{m}_m = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$

Spezifische Enthalpie am Austritt  $h_m = (\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2) / (\dot{m}_1 + \dot{m}_2)$

**Drossel (adiabat)****Bild 3.12:** Schaltschema einer adiabaten Drossel**Vorgaben:**

Daten des eintretenden Stroms  $p_1^{ein}, t_1^{ein}, \dot{m}_1$

Druck nach Drossel  $p_1^{aus}$

Spezifischen Enthalpie  $h = \text{konstant}$

**Berechnung:**

Temperatur am Austritt  $t_1^{aus} = f(h_1^{aus}, p_1^{aus})$

**„Kaltes Ende“ / Kühlturm**

Durch die Verrieselung des Kühlwassers im Gegenstrom zur Umgebungsluft innerhalb des Kühlturms ist eine Kaltwassertemperatur, die um den Kühlgrenzabstand über der Feucht-kugeltemperatur der Umgebungsluft liegt, erreichbar, die auch unterhalb der Umge-

bungstemperatur liegen kann (Vorteil gegenüber Trockenkühlturm). Die am Austritt aus dem Kondensator vorliegende Warmwassertemperatur des Kühlwassers liegt um die Kühlzonenbreite über der Kaltwassertemperatur und ergibt, zuzüglich der Grädigkeit des Kondensators, die Temperatur des Kreislaufwasserkondensats und damit den zugehörigen Kondensatordruck.

Der Wirkungsgrad des Dampfprozesses hängt ganz wesentlich vom Kondensatordruck ab, da dadurch das nutzbare Enthalpiegefälle der Dampfturbine nach unten beschränkt wird. Es ist also ein möglichst niedriger Kondensatordruck anzustreben, der mit einer niedrigen Kondensattemperatur einher geht. Die Auslegung des „Kalten Endes“ stellt immer einen Kompromiß zwischen gegenläufigen thermodynamischen und wirtschaftlichen Erfordernissen dar.

Der Kühlgrenzabstand wird durch die Kühlturmauslegung bestimmt. Eine größere Bauhöhe des Kühlturms ermöglicht einen geringeren Kühlgrenzabstand, erhöht im Gegenzug jedoch auch die Baukosten. Eine geringere Kühlzonenbreite ist durch eine Erhöhung des umlaufenden Kühlwassermassenstroms erreichbar, was zu erhöhtem Pumpenaufwand und zu größeren Pumpen führt. Eine geringere Grädigkeit des Kondensators ist durch eine Vergrößerung der Austauschfläche erreichbar, also ebenfalls durch einen höheren Kostenaufwand.

Den Berechnungen des Zustandes am „Kalten Ende“ der Referenzkraftwerke liegen die Annahmen nach Anhang A Tabelle A.1 „Annahmen für Kühlwasserkreislauf und Kühlturm“ zugrunde. Aus diesen Annahmen und unter Berücksichtigung der Umgebungsbedingungen (s. Kap. 3.2) ergibt sich ein Kondensatordruck von ca. 3,5 kPa.

#### **3.4.8 Rauchgasreinigung**

Für die beiden Kraftwerksprozesse kommen verschiedene Rauchgasreinigungsverfahren zur Anwendung.

##### **Hochtemperaturgasreinigung**

Beim Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR geht die in der Steinkohle enthaltene nicht brennbare Mineralsubstanz bei den hohen Verbrennungstemperaturen in der Brennkammer in den flüssigen Aggregatzustand über. Ein Teil dieser Schlacke wird bereits an den Brennkammerwänden abgeschieden, so daß, wie bereits bei der Beschreibung der Brennkammer bzw. der Brennkammerkühlung erwähnt, ein Schlackefilm an den Wänden herabfließt und am unteren Ende der Brennkammer abgezogen werden kann. Zur Abscheidung der nach der Brennkammer verbliebenen Schlacketröpfchen werden unter dem Begriff Hochtemperaturgasreinigung alle erforderlichen Verfahrensschritte bzw. Apparate verstanden, die zur Umwandlung der Verbrennungsabgase in ein gasturbinenverträgliches Arbeitsmedium beitragen. Die Reinheitsanforderungen an das Arbeitsmedium werden dabei von Seiten der

Gasturbinenhersteller in Form von Maximalwerten für Beladungen bzw. Konzentrationen definiert (s. Kap. 2.3.3).

Zur Abschätzung des Einflusses einer zukünftigen HTGR auf den Kombiprozeß sind in dem Berechnungsmodell neben Druck- und Wärmeverlusten auch ein möglicher elektrischer Eigenbedarf berücksichtigt worden. Die für das Basis Kombikraftwerk getroffenen Annahmen sind im Anhang A Tabelle A.3 unter „Eigenschaften der Hochtemperaturgasreinigung (HTGR)“ aufgeführt.

### **Entstickung**

Aufgrund der Stickstoffoxidbildung in der Feuerung liegt die Stickstoffoxidkonzentration des Rauchgases sowohl nach der DKSF-Brennkammer als auch nach dem Dampferzeuger des Steinkohledampfkraftwerks über den zulässigen gesetzlichen Anforderungen. Die erforderliche Entstickung des Abgases erfolgt innerhalb eines Katalysators, der im Falle des Kombikraftwerks im Abhitzedampferzeuger und beim Steinkohledampfkraftwerk nach dem Dampferzeuger angeordnet ist. Die Katalysatorscheiben (erforderliche Anzahl ist abhängig von der Stickstoffoxidkonzentration) sind im Rauchgasweg so angeordnet, daß die Rauchgastemperatur der Temperatur entspricht bei der die selektive katalytische Reaktion optimal verläuft. Vor Eintritt in den Katalysator wird dem Gasstrom Ammoniak zugemischt, der mit den Stickstoffoxiden zu molekularem Stickstoff und Wasser reagiert.

Durch die Katalysatorscheiben entsteht ein Druckverlust im Rauchgasstrom, der eine Anhebung des Austrittsdruckes der Gasturbine (Kombikraftwerk) zur Folge hat bzw. durch den Saugzug (Steinkohledampfkraftwerk) ausgeglichen werden muß. Durch die Druckverluste im Katalysator wird die Leistungsabgabe der Kraftwerksprozesse und damit deren Wirkungsgrad verringert. Die Entstickung der Rauchgase wird innerhalb der Berechnungsmodelle durch relative Druck- und Wärmeverluste berücksichtigt. Für die Referenzkraftwerke stehen die getroffenen Annahmen im Anhang A Tabelle A.1 „Eigenschaften der Entstickungsanlage (DeNO<sub>x</sub>)“ und A.2 „Eigenschaften DeNO<sub>x</sub>-Katalysator“.

### **Entstaubung**

Eine Entstaubung des Abgases beim Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR ist nicht erforderlich, da der gesetzliche Grenzwert für Staubemissionen (50 mg/m<sup>3</sup> (i.N.)) weit über dem zulässigen Feststoffgehalt liegt, der von den Gasturbinenherstellern für das Turbinenarbeitsmedium vorausgesetzt wird.

Für das Berechnungsmodell des Steinkohledampfkraftwerks wird die Rauchgasentstaubung durch Druck- und Wärmeverluste sowie durch einen elektrischen Eigenbedarf abgeschätzt. Dem Referenz Steinkohledampfkraftwerk liegen die Annahmen nach Anhang A Tabelle A.2 „Eigenschaften der Entstaubung (E-Filter)“ zugrunde.

## Entschwefelung

Der Schwefelgehalt der Kohle macht den Einsatz einer Rauchgasentschwefelungsanlage (REA) erforderlich. In den hier betrachteten Kraftwerkskonzepten ist eine konventionelle Kalksteinwäsche nach dem Austritt des Abgases aus dem Abhitzeessel (Kombikraftwerk) bzw. nach dem Dampferzeuger (Steinkohledampfkraftwerk) vorgesehen. Dem Absorber ist ein regenerativer Gasvorwärmer (ReGaVo) vorgeschaltet, in dem das Gas zuerst auf die Eintrittstemperatur des Absorbers abgekühlt und danach auf die Eintrittstemperatur des Kamins wieder aufgeheizt wird. Das Konzept des Steinkohledampfkraftwerks verzichtet auf einen ReGaVo — die Abgase werden über den Kühlturm und nicht mehr über einen gesonderten Kamin abgeleitet. Der elektrische Eigenbedarf der REA wird nach Geuder [GEU88] in Abhängigkeit der Schwefeldioxidkonzentration und dem Emissionsgrenzwert nach der Großanlagenfeuerungsverordnung ( $400 \text{ mg/m}^3$  (i.N.) [BMU00b] bzw.  $200 \text{ mg/m}^3$  (i.N.) für die Errichtung von Neuanlagen [WEL92]) ermittelt. Der elektrische Eigenbedarf der REA setzt sich hauptsächlich aus Anteilen für die REA-Gebläse, den Suspensionspumpen und den Oxidationsluftverdichtern zusammen. Weiterhin werden für die Anlagenkomponenten (ReGaVo, Absorber) relative Druck- und Wärmeverluste angenommen.

Für die Berechnung der Entschwefelung werden für die Referenzkraftwerke die Annahmen nach Anhang A Tabelle A.1 „Eigenschaften der Rauchgasentschwefelungsanlage (REA)“ getroffen.

## 3.5 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit neuer Kohleverstromungsverfahren sind u.a. Kenntnisse über Anlagenpreise, zukünftige Brennstoffpreise, Anlagenverfügbarkeit und eine Reihe fiskalischer und ökonomischer Rahmendaten erforderlich. Die Anlagenpreise zukünftiger Kraftwerke sind nur abschätzbar, insbesondere wenn wesentliche Komponenten das Demonstrationsstadium (z.B. HTGR) noch nicht erreicht haben.

### Wirtschaftliche Zusatzinvestition

Ausgehend von einem Referenz Steinkohledampfkraftwerk kann die wirtschaftliche Zusatzinvestition nach Prushek [PRU90] für ein neues Kraftwerk ermittelt werden, die sich aufgrund des Wirkungsgradvorteils unter Annahme gleicher über die Lebensdauer der Anlage gemittelter Stromgestehungskosten ergeben. Diese werden mit den auf der Investitionsrechnung beruhenden und im Kraftwerksbau allgemein angewendeten Wirtschaftlichkeitskalkülen berechnet.

Die über die Lebensdauer eines Kraftwerks gemittelten Stromgestehungskosten berechnen sich nach Pruschek [PRU90, PRU01] aus:

$$\bar{k}_S = \frac{k_A \cdot a}{t_a} + \frac{b}{\eta}. \quad (3.25)$$

Dabei bedeuten:

$k_A$	Spezifischer Anlagenpreis des Kraftwerks
$a$	Annuitätsfaktor
$t_a$	Jährliche Ausnutzungsdauer
$b$	Spezifischer Brennstoffwärmepreis (Heizwert)
$\eta$	Wirkungsgrad des Kraftwerks

Bei einem Vergleich zweier Kraftwerke (1 und 2), wobei das Kraftwerk 2 effizienter ist als das Kraftwerk 1, errechnet sich dann unter der Annahme gleicher mittlerer Stromgestehungskosten ( $\bar{k}_{S_1} = \bar{k}_{S_2}$ ) und gleicher jährlicher Ausnutzungsdauern ( $t_{a_1} = t_{a_2}$ ) die wirtschaftliche Zusatzinvestition aus:

$$\Delta k_A = k_{A_2} - k_{A_1} = \frac{t_a \cdot b}{a} \cdot \left( \frac{1}{\eta_1} - \frac{1}{\eta_2} \right). \quad (3.26)$$

Darin bedeuten:

$k_{A_1}, k_{A_2}$	Spezifische Anlagenpreise der Kraftwerke 1 und 2
$\eta_1, \eta_2$	Wirkungsgrade der Kraftwerke 1 und 2

### **Minderung der Ausnutzungsdauer**

Die Einführung eines neuen Kohleverstromungsverfahrens (wie beispielsweise durch ein Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR) hat oft eine geringere Verfügbarkeit gegenüber dem Vergleichskraftwerk zur Folge. Aus Gleichung (3.25) läßt sich, unter Annahme gleicher Fixkosten für beide Kraftwerksvarianten, herleiten, wann der Vorteil durch den höheren Wirkungsgrad des neuen Kraftwerks durch die Minderung der jährlichen Ausnutzungsdauer aufgezehrt wird.

Die maximal tolerierbare Minderung der jährlichen Ausnutzungsdauer, ab dem das neue Kraftwerk (aufgrund der Einbuße des Wirkungsgradvorteils) unwirtschaftlich gegenüber dem Vergleichskraftwerk wird, errechnet sich dann nach Gleichung (3.27):

$$\Delta t_a = t_{a_1} - t_{a_2} = t_{a_1} - \frac{1}{\frac{1}{t_{a_1}} + \frac{b}{k_A \cdot a} \cdot \left( \frac{1}{\eta_1} - \frac{1}{\eta_2} \right)}. \quad (3.27)$$

Darin bedeuten:

$t_{a_1}, t_{a_2}$  Jährliche Ausnutzungsdauer der Kraftwerke 1 und 2

## 4 Referenz und Basis Kraftwerk

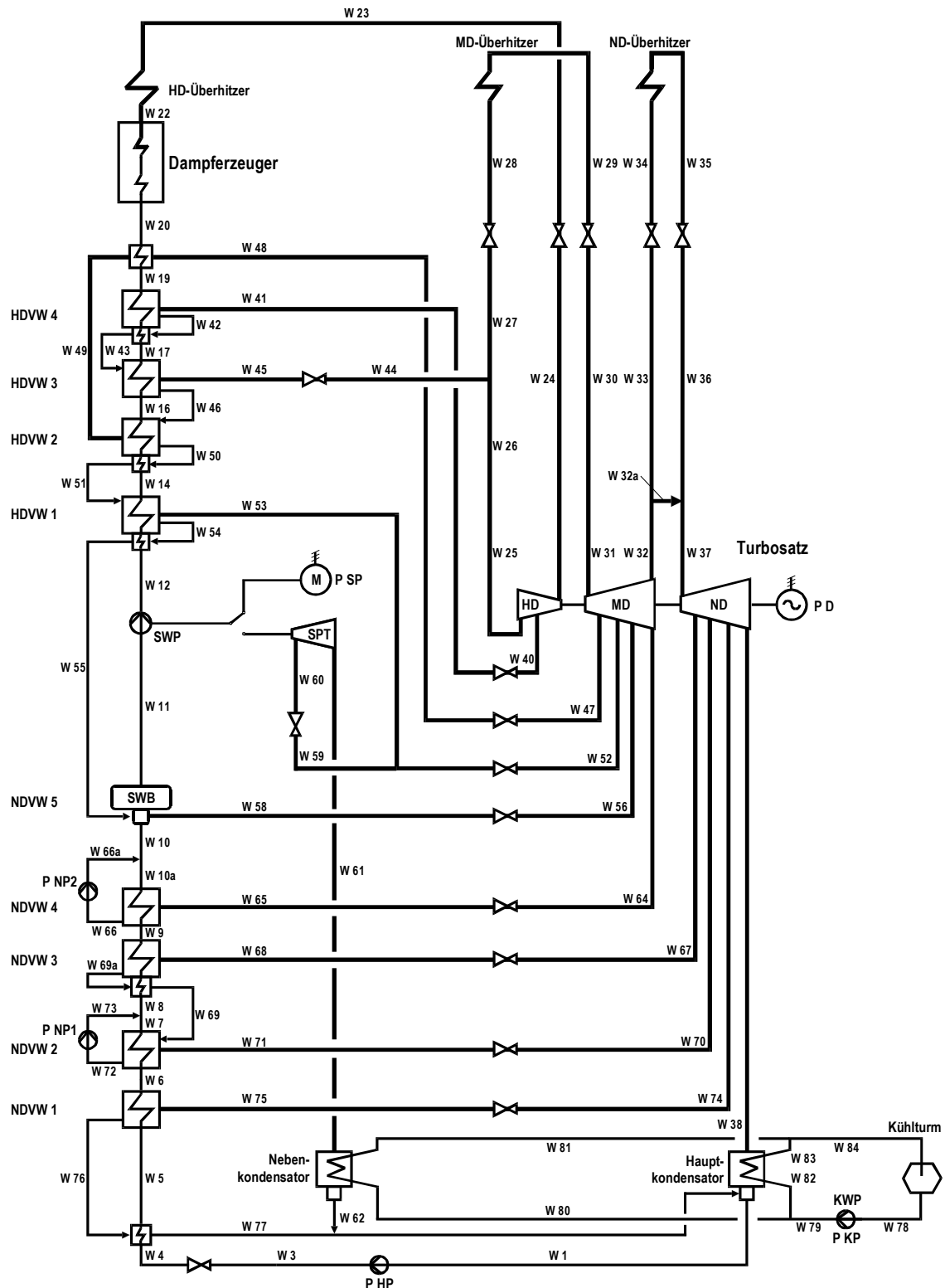
### 4.1 Referenz Steinkohledampfkraftwerk

Zur thermodynamischen Analyse eines steinkohlenbefeuerten Dampfkraftwerks ist im Rahmen dieser Arbeit ein mathematisches Abbild eines Kraftwerkskonzepts auf Grundlage der in [EIC94, HOUR97, STA97, PRU01] beschriebenen Prozesse erstellt worden.

#### 4.1.1 Prozeß- und Modellbeschreibung

Das im Rahmen dieser Arbeit erstellte Berechnungsmodell für das Steinkohledampfkraftwerk, dessen universeller Wasserdampfkreislauf Bild 4.1 zeigt, basiert im wesentlichen auf der in der Literatur [BAE96, STR00] beschriebenen einfachen Dampfkraftanlage mit Zwischenüberhitzung und regenerativer Speisewasservorwärmung. Die wesentlichen Komponenten sind der Dampferzeuger, die Dampfturbine, der Kondensator und die Speisepumpe. Zusätzlich sind noch eine neunstufige, regenerative Speisewasservorwärmung und eine dreifache Überhitzung (HD-, MD-, ND-Überhitzer) des Dampfes zu erkennen.

Im Dampferzeuger, in dem die Feuerung integriert ist, findet der Wärmeübergang vom Verbrennungsgas an das Wasser bzw. den Wasserdampf statt. Nach der Überhitzung des Hochdruckdampfes wird dieser in der HD-Stufe des Turbosatzes entspannt und dem ersten Zwischenüberhitzer zugeführt. Durch Anzapfungen an dieser Turbinenstufe werden die Hochdruckvorwärmer (HDVW) 4 und 3 mit Anzapfdampf (**W 40** und **W 44**) versorgt. Der verbleibende Dampfmassenstrom wird im Dampferzeuger zwischenüberhitzt und der MD-Turbine zugeführt. Nach der Entspannung auf Niederdruckniveau, kann der Dampf einem optionalen zweiten Zwischenüberhitzer zugeführt werden, um somit Untersuchungen mit doppelter Zwischenüberhitzung zu ermöglichen. An der MD-Stufe werden vier Anzapfmassenströme für die Speisewasservorwärmung (Enthitzer HDVW 2 (**W 47**), HDVW 1 (**W 52**), Speisewasserbehälter bzw. NDVW 5 (**W 56**), NDVW 4 (**W 64**)) entnommen. Es besteht weiterhin die Möglichkeit, die Speisewasserpumpe (**SWP**) mit einem elektrischen Antrieb zu versehen, welcher sich im elektrischen Eigenbedarf des Kraftwerks bemerkbar macht, oder durch den Einsatz einer Speisewasserpumpenturbine (**SPT**) mit MD-Anzapfdampf (**W 59**) anzutreiben.



**Bild 4.1:** Fließdiagramm des universellen Wasserdampfkreislaufs für das Steinkohledampfkraftwerkskonzept

Zur Untersuchung einer Kraftwerksschaltung mit einfacher Zwischenüberhitzung würde der restliche Dampfmassenstrom anschließend der ND-Turbine zugeleitet und bis auf den Kondensatordruck entspannt. Die ND-Stufe ist ebenfalls mit Anzapfungen versehen, die die NDVW 3 (W 67), 2 (W 70) und 1 (W 74) mit Dampf beliefern. Der Abdampfstrom der



ND-Stufe wird in dem Hauptkondensator niedergeschlagen. Der Nebenkondensator dient zur Verflüssigung des Abdampfes aus der optionalen Speisewasserpumpenturbine. Das von einem Naturzugkühlturm bereitgestellte Kühlwasser wird mittels einer Kühlwasserpumpe (**KWP**) durch die Rohrleitungen der Kondensatoren gedrückt. Das anfallende Kondensat der HD-Speisewasservorwärmung wird in den Speisewasserbehälter (**SWB**) eingeleitet. Das Kondensat der ND-Vorwärmung und des Nebenkondensators wird in den Kondensatsammler des Hauptkondensators zurückgeführt. Nach Durchlaufen der Speisewasservorwärmung beginnt der Kreislauf am Eintritt (**W 20**) des Dampferzeugers von neuem.

Mit dem zuvor beschriebenen Kraftwerksmodell wurde ein Referenzkraftwerk (Referenz Steinkohledampfkraftwerk) ausgelegt, welches den derzeitigen Stand der Steinkohlekraftwerkstechnik in der Bundesrepublik Deutschland darstellt. Das Fließdiagramm dieses Referenzkraftwerks zeigt Bild 4.2. Der Wasserdampfkreislauf ist mit einer einfachen Zwischenüberhitzung und einer Turbine als Speisewasserpumpenantrieb ausgeführt. Dieses Referenzkraftwerk dient im weiteren Verlauf der Arbeit als Vergleichsbasis für zukünftige Entwicklungen, sowohl für das steinkohlenbefeuerte Dampfkraftwerk als auch für das Kombikraftwerk mit Druckkohlenstaubfeuerung und Hochtemperaturgasreinigung.

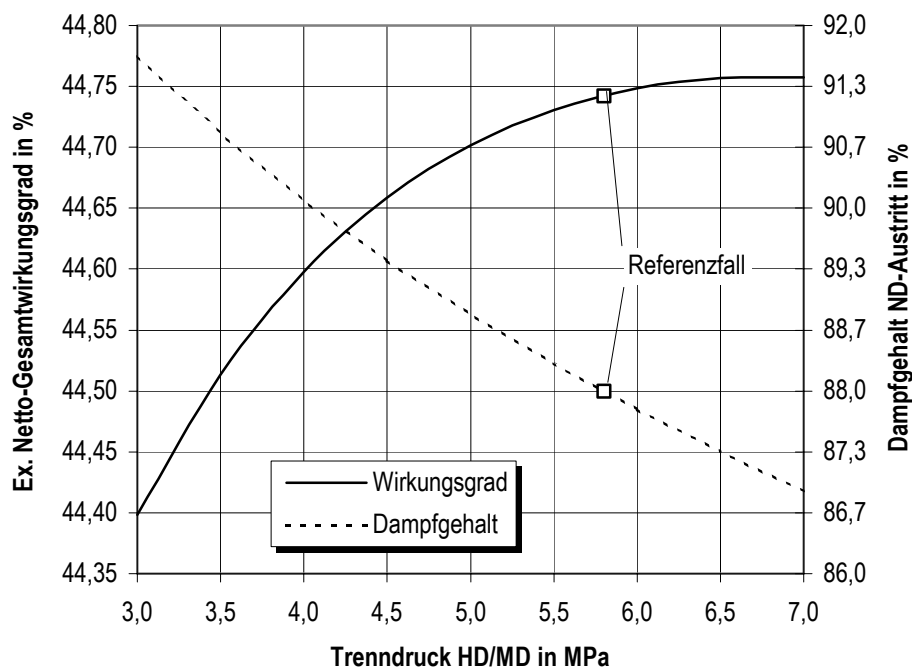
Eine Zusammenstellung aller für das Referenz Steinkohledampfkraftwerk erforderlichen Annahmen und Randbedingungen ist in den Tabellen A.1 und A.2 im Anhang A aufgelistet.

#### 4.1.2 Ergebnisse für den Referenzfall

In Bild 4.2 ist das Verfahrensfließbild des Referenz Steinkohledampfkraftwerks in dem Detaillierungsgrad dargestellt, wie es mit dem mathematischen Modell berechnet wurde. Die einzelnen Stoffströme sind durch Zahlen gekennzeichnet. Diese Zahlen dienen der Zuordnung sämtlicher Stoffstromdaten in Tabelle B.1 im Anhang B.

Der Druck nach der Zwischenüberhitzung (**W 30**) ist iterativ ermittelt worden, so daß sich am Austritt der ND-Turbine ein Dampfgehalt von 88 % einstellt. Der Einfluß des Trenndruckes auf den Dampfgehalt am ND-Austritt und damit auf den exergetischen Nettogesamtwirkungsgrad zeigt Bild 4.3.





**Bild 4.3:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit des Frischdampfdruckes nach der Zwischenüberhitzung

Die Daten der wichtigsten Stoffströme sind in Tabelle 4.1 aufgeführt.

**Tabelle 4.1:** Daten ausgewählter Stoffströme des Referenz Steinkohledampfkraftwerks (Numerierung siehe Bild 4.2)

		Kesselspeisewasser	HD-Frischdampf	MD-Frischdampf	Abdampf
Druck	MPa	32,07	27,5	5,834	0,0035
Temperatur	°C	300	605	625	26,9
Massenstrom	kg/s	260	260	224	166

Das Referenz Steinkohledampfkraftwerk hat eine Brutto-Leistung von 364,9 MW (Tabelle 4.2). Nach Abzug des elektrischen Eigenbedarfs (14,9 MW) ergibt sich eine Netto-Kraftwerksleistung von 350,0 MW, was zu einem Netto-Gesamtwirkungsgrad von 47,3 % bezogen auf den Heizwert und einem Netto-Gesamtwirkungsgrad von 45,7 % bezogen auf den Brennwert sowie einem exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad von 44,7 % führt.

Diese Wirkungsgrade werden als Vergleichsbasis für die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Kraftwerksprozesse, sowohl für die Varianten des steinkohlenbefeuerten Dampfkraftwerks als auch für die des Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR, herangezogen.

**Tabelle 4.2:** Leistungen, elektrischer Eigenbedarf und Wirkungsgrade des Referenz Steinkohledampfkraftwerks

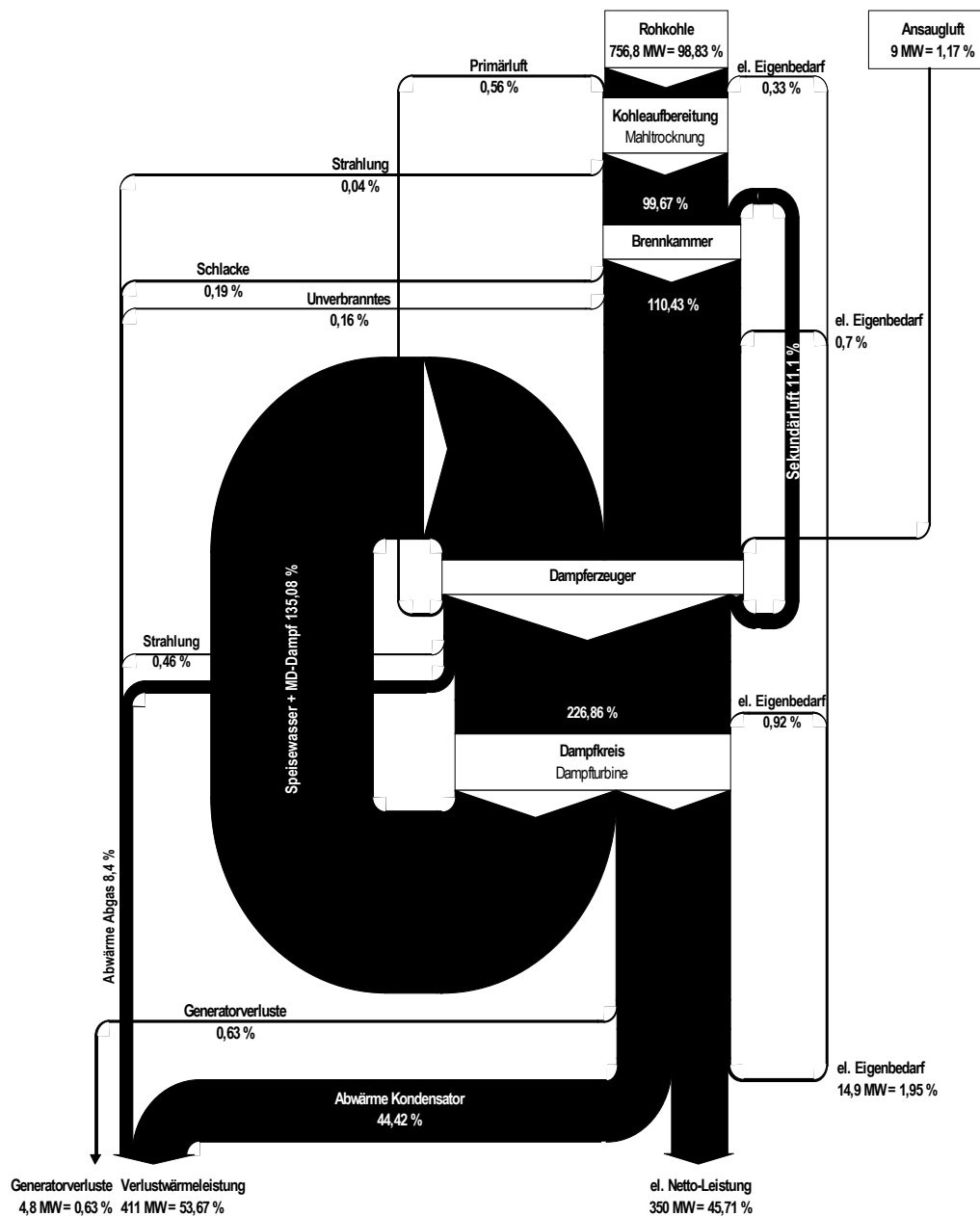
<b>Brennstoffwärmeleistung (Heizwert)</b>	<b>MW</b>	<b>740,4</b>
<b>Brennstoffwärmeleistung (Brennwert)</b>	<b>MW</b>	<b>766,1</b>
<b>Brennstoffwärmeleistung (Exergie)</b>	<b>MW</b>	<b>782,2</b>
Klemmenleistung Dampfturbine	MW	364,9
<b>Brutto-Kraftwerksleistung</b>	<b>MW</b>	<b>364,9</b>
<b>Brutto-Gesamtwirkungsgrad (Heizwert)</b>	<b>%</b>	<b>49,3</b>
<b>Brutto-Gesamtwirkungsgrad (Brennwert)</b>	<b>%</b>	<b>47,7</b>
<b>Brutto-Gesamtwirkungsgrad (Exergie)</b>	<b>%</b>	<b>46,6</b>
Kohleaufbereitung (Mühlen, Gebläse)	kW	2309,8
Kohletransport	kW	182,5
Frischlüfter	kW	1391,5
Saugzug	kW	1833,7
Entstauber	kW	100,9
DeNO <sub>x</sub>	kW	364,9
REA (Suspensionspumpen, Gebläse)	kW	1681,7
Hauptkondensatpumpe	kW	221,8
Nebenkondensatpumpen	kW	30,4
Kühlwasserpumpe	kW	3138,9
Sonstiger Eigenbedarf	kW	1824,5
Transformatorverluste	kW	1824,5
<b>Summe elektrischer Eigenbedarf</b>	<b>MW</b>	<b>14,9</b>
<b>Netto-Kraftwerksleistung</b>	<b>MW</b>	<b>350,0</b>
<b>Netto-Gesamtwirkungsgrad (Heizwert)</b>	<b>%</b>	<b>47,3</b>
<b>Netto-Gesamtwirkungsgrad (Brennwert)</b>	<b>%</b>	<b>45,7</b>
<b>Netto-Gesamtwirkungsgrad (Exergie)</b>	<b>%</b>	<b>44,7</b>

## Energieflußbild

Ein Hilfsmittel für die Analyse der Verluste eines Kraftwerks stellt das Energieflußbild oder auch Sankey-Diagramm dar. Im Sankey-Diagramm werden die einzelnen Anlagenteile durch Pfeilströme, deren Breite die Höhe der übertragenen Energiebeträge widerspiegeln, verbunden. Dadurch ist eine anschauliche Kontrolle der Energiebilanz des Kraftwerksprozesses nach dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik möglich. Bild 4.4 zeigt das für das Referenz Steinkohledampfkraftwerk erstellte Energieflußbild.

Die in der Rohkohle dem Dampfkraftwerk zugeführte Energie, die aus dem Massenstrom multipliziert mit dem Brennwert gebildet worden ist, zuzüglich der in der Verbrennungsluft enthaltenen Energie (s. Kap. 3.3) wird zu 100 % gesetzt. Die Kohle wird unter Zugabe des Trocknungsgases (Primärluft) zunächst der Kohleaufbereitung bzw. der Mahltrocknung zugeführt, in der nur ein geringer Teil der Brennstoffenergie (0,04 %) durch Wärmestrahlung verloren geht. In der nachfolgenden Brennkammer kommt es infolge von ausgetragener Schlacke und durch die unvollkommene Verbrennung zu unverbrannten

Rückständen in der Schlacke und im Rauchgas, die zu einem Energieverlust<sup>17</sup> von 0,35 % führen.



**Bild 4.4:** Energieflußbild des Referenz Steinkohledampfkraftwerks (bezogen auf den Brennwert)

Bei der Energieumwandlung im Dampferzeuger, dem noch die Verbrennungsluft (1,17 %) zugeführt wird, werden 8,86 % des Brennwertäquivalents der aufgegebenen Kohle durch Wärme- und Abgasverluste an die Umgebung abgeführt. In Bild 4.4 sind auch die Energie-

<sup>17</sup> Energieverlust in dem Sinne, daß die Energie an die Umgebung abgeführt wird und für weitere auf das Ziel der Bereitstellung elektrischer Energie ausgerichteten Umwandlungen nicht mehr zur Verfügung steht.

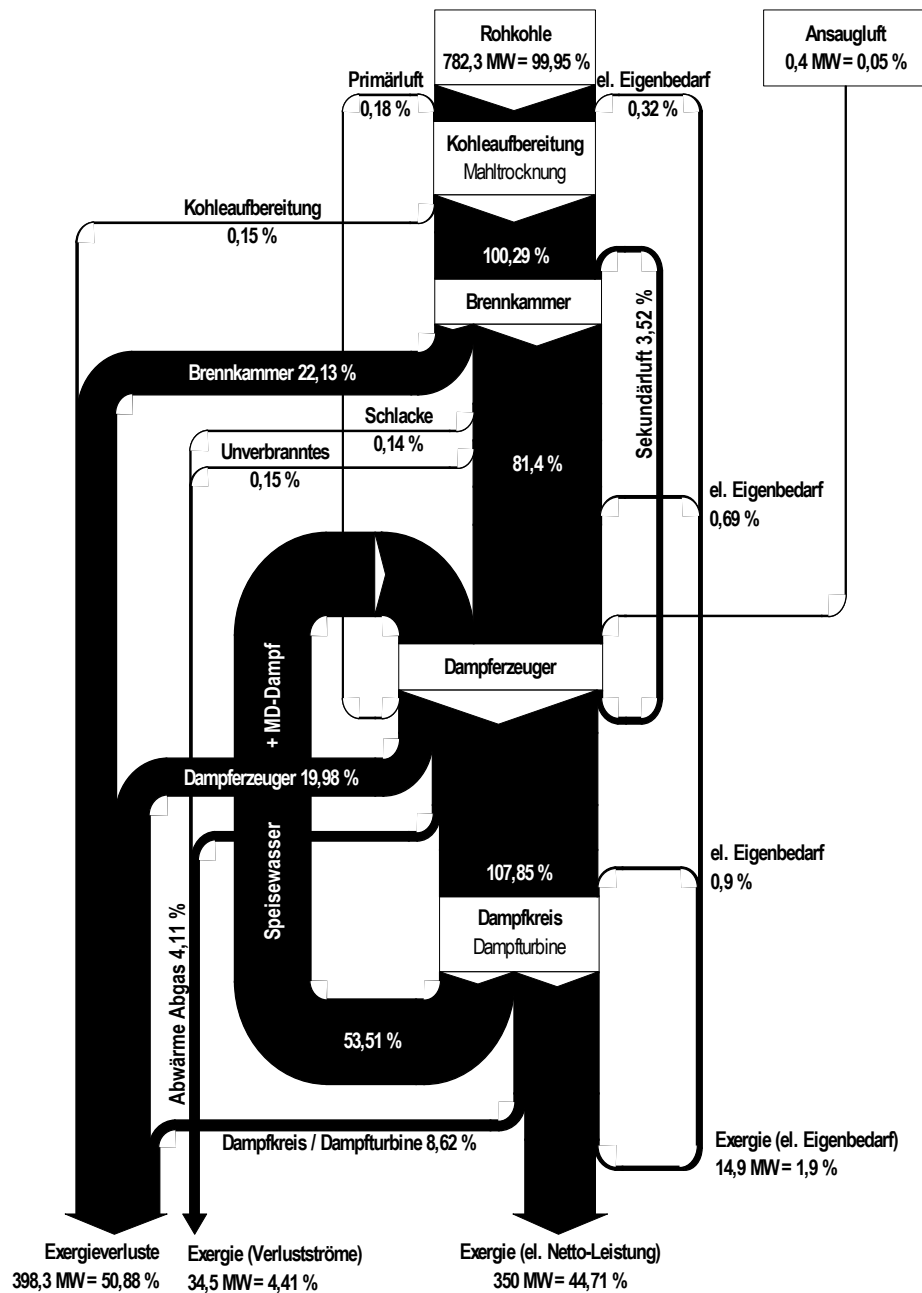
ströme dargestellt, welche in bestimmten Anlagen auftreten, allerdings nicht aus dem Kraftwerkssystem heraustreten. Vielmehr werden diese Energieströme anderen Anlagenkomponenten wieder zugeführt, wie z.B. das Speisewasser und der zu überhitzende MD-Dampf vom Dampfkreis zum Dampferzeuger oder die Verbrennungsluft vom Dampferzeuger, der den Luftvorwärmer enthält, zur Brennkammer. Im Dampfkreis, der auch die Energieumwandlung in der Dampfturbine beinhaltet, entstehen die größten Energieverluste von fast 44,42 % durch die Wärmeabgabe im Kondensator. Daneben werden auch die Generatorverluste mit ca. 0,63 % ausgewiesen. Am Ende der Energiewandlung steht der auf den Brennwert bezogene Netto-Gesamtwirkungsgrad von 45,71 %.

### **Exergieflußbild**

Die Zielgröße der Energiewandlungen in einem Kraftwerksprozeß ist bekanntlich die Bereitstellung von elektrischer Leistung, ein Strom reiner Exergie. Zur Analyse des Umwandlungsprozesses ist es daher sinnvoll, durch Aufstellen und Lösen einer Exergiebilanz die Verlustquellen innerhalb der Anlagenkomponenten zu lokalisieren. Das Ergebnis dieser Untersuchung ist in dem Exergieflußdiagramm in Bild 4.5 dargestellt.

Bei der Visualisierung der Exergieverluste wurde zwischen exergiebehafteten, stoffgebundenen Verlustströmen (z.B. ausgetragene Schlacke, Unverbranntes, Abgas) und denen, die aufgrund von Irreversibilitäten bei der Umwandlung in den Anlagenkomponenten entstehen, unterschieden.

Die größten Exergieverluste entstehen in der Brennkammer (22,13 %) bei der Umwandlung der in der Kohle chemisch gebundenen Energie in thermische Energie des Rauchgases. Ähnlich hohe Verluste entstehen bei der Wärmeübertragung vom Rauchgas an das Speisewasser bzw. dem Dampf im Dampferzeuger (19,98 %). Weitere Verluste entstehen im hier nicht näher aufgeschlüsselten Dampfkreis (8,62 %), der auch die Energieumwandlung in der Dampfturbine enthält. Die Exergieverluste sind hauptsächlich auf die Irreversibilitäten bei der Entspannung des Dampfes in der Dampfturbine und andererseits auch auf die Mischungsverluste bei der neunstufigen Speisewasservorwärmung zurückzuführen.



**Bild 4.5:** Exergieflußbild des Referenz Steinkohledampfkraftwerks

Aus dieser Analyse ergeben sich verschiedene Ansätze zur Verringerung der Exergieverluste und damit zur Steigerung der gewünschten Zielgröße (elektrische Leistung):

1. Die Exergieverluste in der Brennkammer entstehen hauptsächlich während der Umsetzung der in der Steinkohle gebundenen chemischen Exergie. Durch Verringerung der Luftzahl kann die adiabate Verbrennungstemperatur und somit die Exergie der Feuerungsabgase angehoben werden. Diese Maßnahme bewirkt allerdings höhere Abgasverluste aufgrund zunehmender unvollständiger Verbrennung und einen unerwünschten Anstieg von thermischen  $\text{NO}_x$ . Da die Luftzahl der Brennkammer (1,15) bereits

sehr niedrig gewählt ist, wird diese Maßnahme in dieser Arbeit nicht weiter untersucht.

2. Die Anhebung der Verbrennungslufttemperatur bewirkt ebenfalls eine Erhöhung der adiabaten Verbrennungstemperatur und somit eine Verringerung der Exergieverluste in der Brennkammer. Im Luftvorwärmer wird die gesamte Verbrennungsluft auf 300 °C aufgeheizt. Eine weitere Anhebung dieser Temperatur wäre erst dann sinnvoll, wenn auch die Speisewassereintrittstemperatur (300 °C) am Dampferzeuger angehoben würde. Da die detaillierte Auslegung des Dampferzeugers nicht Gegenstand der Untersuchungen in dieser Arbeit ist, wird diesem Punkt nicht weiter nachgegangen.
3. Durch eine Absenkung der Rauchgastemperatur am Dampferzeugeraustritt können die Abgasexergieverluste reduziert werden. Die Temperatur des Abgases am Dampferzeugeraustritt ist für das Referenz Steinkohledampfkraftwerk mit 105 °C bereits sehr niedrig angesetzt. Bei dieser Temperatur wird der Schwefelsäuretaupunkt des Rauchgases unterschritten. Diese Tatsache erfordert entweder den Einsatz schwefelarmer Kohle oder schwefelsäureresistenter Werkstoffe für den Rauchgasweg vom Economiser des Dampferzeugers bis zur Rauchgasentschwefelungsanlage. Aus den unter Punkt 2 genannten Gründen, wird auch diese Maßnahme zur Reduzierung der Exergieverluste nicht weiterverfolgt.
4. Zur Reduzierung der Exergieverluste bei der Wärmeübertragung im Dampferzeuger können verschiedene sogenannte Carnotisierungsmaßnahmen angewandt werden. Die Anhebung der Temperatur des Speisewassers am Eintritt des Dampferzeugers bewirkt aufgrund der Erhöhung der thermodynamischen Mitteltemperatur des Wasser/Dampfes ebenfalls geringere Exergieverluste. Der Einfluß dieses Prozeßparameters auf den Gesamtanlagenwirkungsgrad wird in Kap. 6.1.2 aufgezeigt.

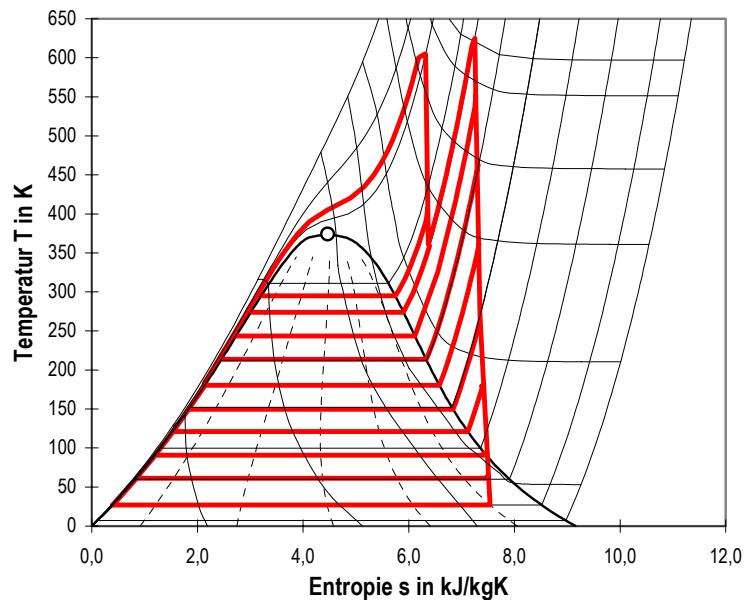
Zusätzlich zur Anhebung der Speisewassertemperatur führen insbesondere höhere Frischdampfparameter zur Verringerung der Exergieverluste bei der Wärmeübertragung im Dampferzeuger. Den Einfluß der Frischdampfparameter auf den Anlagenwirkungsgrad wird in Kap. 6.1.3 untersucht.

6. Neben den Exergieverlusten durch die Carnotisierungsmaßnahmen sind insbesondere die Verluste, die während der Energieumwandlung in der Dampfturbine auftreten, von Bedeutung. Die Verringerung der in Kap. 3.4.5 angesprochenen Dampfturbinenverluste, ausgedrückt in einem verbesserten isentropen Stufenwirkungsgrad, führt zu einer Reduzierung von Exergieverlusten. Aus diesem Grund ist der isentrope Stufenwirkungsgrad der Dampfturbine Gegenstand der Untersuchungen in Kap. 6.1.1.

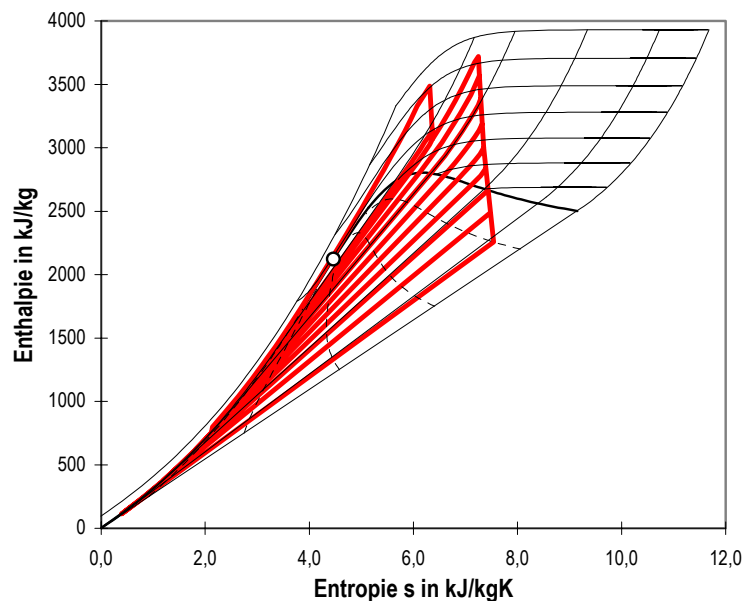


### Prozeßverlauf im T,s- und h,s-Diagramm

Die Zustandsänderungen, die das Arbeitsmittel Wasser während des Prozeßverlaufs beim Referenz Steinkohledampfkraftwerk erfährt, sind nachfolgend im T,s-Diagramm (Bild 4.6) und im h,s-Diagramm (Bild 4.7) dargestellt.



**Bild 4.6:** Darstellung der Zustandsänderungen des Referenz Steinkohledampfkraftwerks im T,s-Diagramm



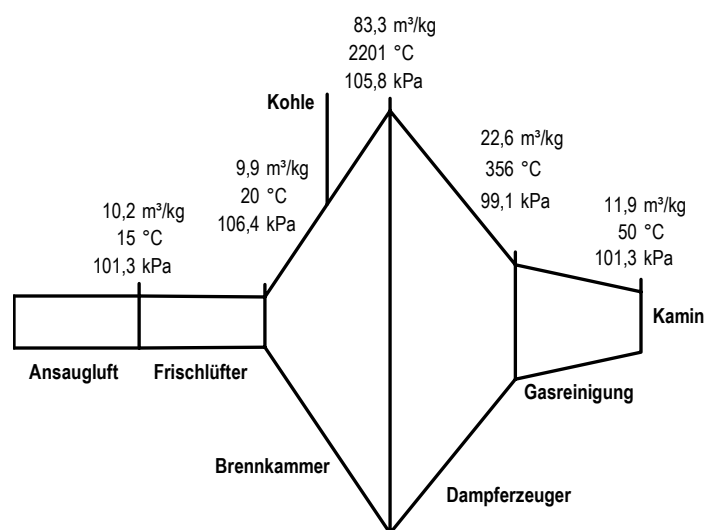
**Bild 4.7:** Darstellung der Zustandsänderungen des Referenz Steinkohledampfkraftwerks im h,s-Diagramm

Anhand dieser Diagramme lassen die sich Zustandsänderungen des in Kap. 4.1.1 beschriebenen Prozeßablaufs anschaulich nachvollziehen.

### Betriebsvolumenstrom-Diagramm

Bild 4.8 zeigt das Betriebsvolumenstrom-Diagramm des Referenz Steinkohledampfkraftwerks. In diesem Diagramm werden die Betriebsvolumenströme entlang ihres Weges durch die Anlage, normiert auf einen Brennstoffmassenstrom von 1 kg/s, vom Ansaugstutzen des Frischlüfters bis zum Austritt aus dem Kühlturm aufgetragen. Diese Darstellungsweise visualisiert die Bauvolumen-Relationen der Komponenten innerhalb der Gesamtanlage. Unter der Annahme konstanter zulässiger Strömungsgeschwindigkeit in allen Anlagenkomponenten (in erster Näherung), repräsentiert die Breite des Diagramms den erforderlichen freien Strömungsquerschnitt, also die Größe jeder Komponente.

Ein Blick auf das Betriebsvolumenstrom-Diagramm des hier dargestellten Referenz Steinkohledampfkraftwerks stellt den Dampferzeuger und darin integriert die Brennkammer eindeutig als die größte Anlagenkomponente heraus.



**Bild 4.8:** Betriebsvolumenstromdiagramm des Referenz Steinkohledampfkraftwerks

### Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit, der in den folgenden Kapiteln beschriebenen Weiterentwicklungen des konventionellen, steinkohlenbefeuerten Dampfkraftwerks bzw. der Neuentwicklung des Kombikraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung und Hochtemperaturgasreinigung, wird die in Kap. 3.5 beschriebene Berechnungsmethode angewandt. Zur Berechnung der wirtschaftlichen Zusatzinvestition ist es notwendig, ein Referenzkraftwerk zu definieren, mit dem die Weiter- bzw. Neuentwicklungen verglichen werden können.

Für die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung soll das oben beschriebene Steinkohledampfkraftwerk als Referenzkraftwerk herangezogen werden. Als spezifischer Anlagenpreis werden  $k_{AI} = 870 \text{ €/kW}$  angenommen, wie für ein vergleichbares Kraftwerk mit einem Anlagenwirkungsgrad von 47 % nach [AKG99, PRU01].

Dies führt unter den in Tabelle A.1 (Anhang A) aufgelisteten Annahmen zu über die Lebensdauer gemittelten Stromgestehungskosten von 3,2 Cent/kWh, wenn als Brennstoff Importsteinkohle (Brennstoffkosten 1,42 €/GJ) eingesetzt wird.

Der Einfluß steigender spezifischer Stromgestehungskosten, die z.B. durch Einführung einer CO<sub>2</sub>-Steuer hervorgerufen werden könnten, soll unter der Annahme der Verwendung einer Steinkohle mit einem fiktiven Brennstoffpreis von 5 €/GJ abgeschätzt werden. Mit dieser Steinkohle würden die mittleren Stromgestehungskosten auf 6,2 Cent/kWh steigen.

## 4.2 Basis Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR

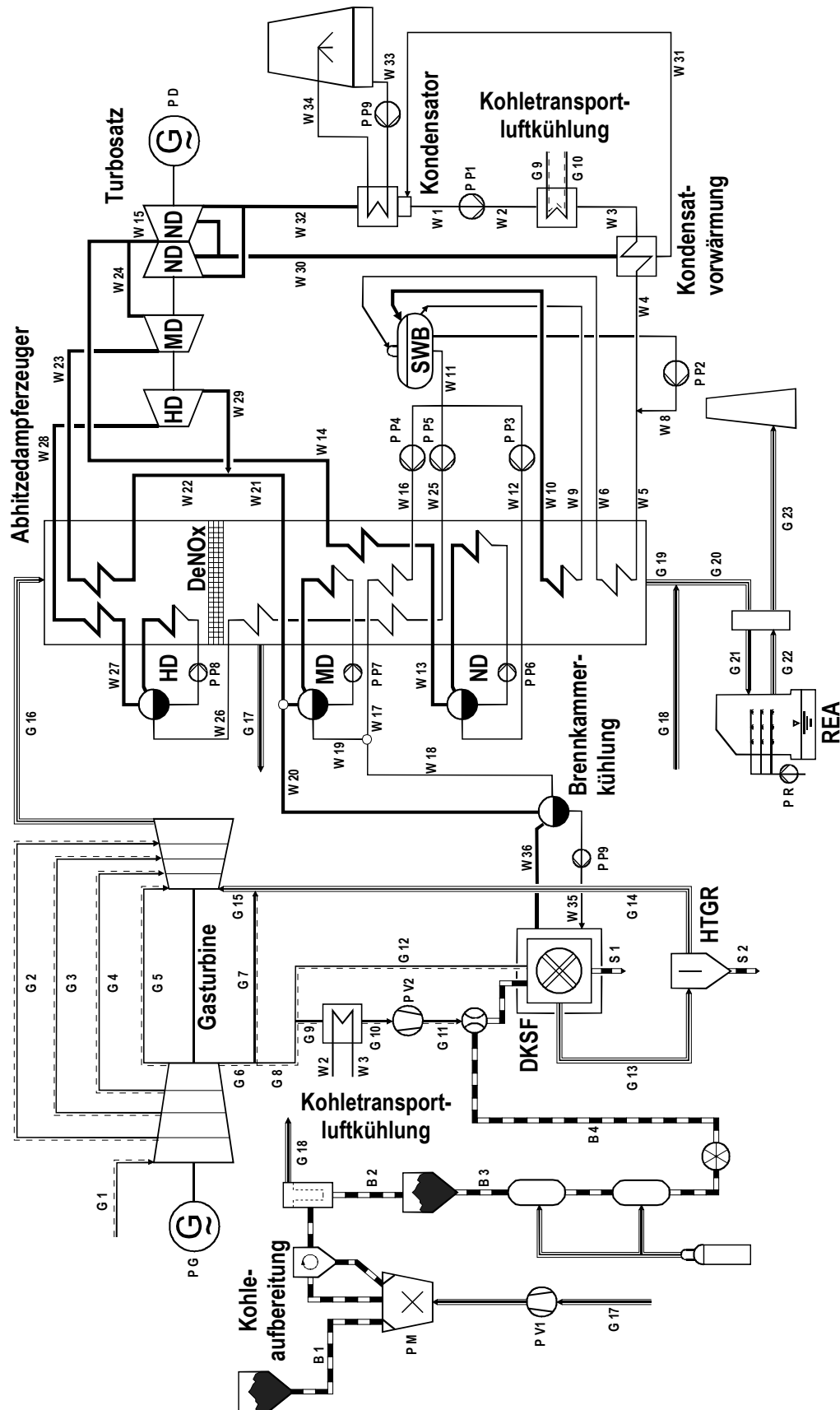
### 4.2.1 Prozeß- und Modellbeschreibung

Ausgehend von dem in Kapitel 2 beschriebenen Stand der Steinkohlekraftwerkstechnik ist zur Ermittlung des Wirkungsgradpotentials des vorgenannten Kraftwerksprozesses auf der Basis der in Kapitel 3 vorgestellten Berechnungsgrundlagen ein Modell für den Einsatz von Steinkohle entwickelt worden. Bild 4.9 zeigt das Fließdiagramm des Kombikraftwerkskonzepts, das nachfolgend als Basis Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR bezeichnet wird, in dem Detaillierungsgrad wie es mit dem EDV-Programm berechnet wurde.

Bei diesem Prozeß wird Rohkohle (Steinkohle Ensdorf, **B 1**) in einer konventionellen Mahltrocknung auf die erforderliche Korngröße ( $< 90 \mu\text{m}$ ) gemahlen und mit Rauchgas (**G 17**) aus dem Abhitzedampferzeuger (AHDE) auf einen Restfeuchtegehalt von 1,5 % (Massenanteil) getrocknet. Die aufbereitete Kohle wird mittels eines Druckschleusensystems unter Zugabe verdichteter Verbrennungsluft (**G 8**) in der DKSF-Brennkammer verbrannt. Zur Fluidisierung des Steinkohlenstaubs wird ein Teilstrom (Primärluft) der Verbrennungsluft (**G 9**) in einer Kohletransportluftkühlung auf 80 °C abgekühlt. Der verbleibende Verbrennungsluftmassenstrom (Sekundärluft, **G 12**) wird der Druckbrennkammer mit Verdichteraustrittstemperatur, in Abhängigkeit vom gewählten Verdichterdruckverhältnis, zugeführt. Durch die Abkühlung der Kohletransportluft wird die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr des Kombikraftwerks erniedrigt, infolge dessen der Gesamtanlagewirkungsgrad abnimmt. Als Wärmesenke steht Kondensat (**W 2**) aus dem Abhitzeprozess zur Verfügung, wodurch die oben genannten Wirkungsgradeinbuße verringert wird. Zur Erzeugung einer festen Schlackeschicht (10 mm) auf der Innenseite der Brennkammerisolierung wird die Brennkammerwand aus Verdampferrohren gebildet in denen Mitteldruck-Sattdampf erzeugt wird. Der MD-Sattdampf (**W 20**) wird wie in Bild 4.9 dargestellt in den Abhitzedampfprozess integriert. Die Luftzahl der Verbrennung ergibt sich aus der Vorgabe der Gasturbineneintrittstemperatur von 1200 °C (nach ISO 2314<sup>18</sup>) und der Rauchgastemperatur von 1435 °C nach der Hochtemperaturgasreinigung, 150 K oberhalb der Aschefließtemperatur der eingesetzten Steinkohle (Ensdorf).

---

<sup>18</sup> nachfolgend als ISO-TET bezeichnet



**Bild 4.9:** Fließdiagramm des Basis Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR; Daten der nummerierten Stoffströme in Tabelle B.2 (Anhang B); Daten des Abhitzedampfprozesses in Bild 4.11

Die in den heißen und unter Druck stehenden Rauchgasen (**G 13**) enthaltenen flüssigen Asche- sowie dampfförmigen Alkalibestandteile werden vor der luftgekühlten Gasturbine mittels Hochtemperaturgasreinigung, deren Entwicklungsstand ausführlich in Kapitel 2.3.3 beschrieben wurde, bei Temperaturen oberhalb des Aschefließpunkts entfernt. Anschließend wird das gereinigte Rauchgas (**G 14**) durch Luftzugabe (**G 7**) abgekühlt, so daß sich für die Gasturbine eine ISO-TET von 1200 °C ergibt. Zur Nutzung der in dem entspannten Turbinenabgas (**G 16**) enthaltenen Enthalpie wird ein Abhitzedampferzeuger (AHDE) mit drei Verdampferdruckstufen und Zwischenüberhitzung eingesetzt. Der maximale Frischdampfdruck wurde zur Vermeidung von überproportionalen Spaltverlusten auf 12 MPa begrenzt. Der Druck für den MD-Verdampfer wurde auf 5,29 MPa festgelegt. Der Frischdampfdruck des ND-Verdampfers ist zu 0,55 MPa festgelegt worden, um genügend Abstand zum ND-Anzapfdruck zu gewährleisten, der als freier Parameter zur Auslegung der Speisewasservorwärmung notwendig ist. Die Anordnung der Heizflächen in Strömungsrichtung des Rauchgases ist Bild 4.11 zu entnehmen. In den Vorwärmern wird ein Pinch-Point von 10 K, in den Verdampfern 15 K und in den Überhitzern 18 K eingehalten. Die HD- und MD-Frischdampftemperaturen sind — zur Begrenzung der thermischen Materialbelastung — auf 550 °C limitiert, auch wenn das zur Verfügung stehende Gasturbinenabgas (bei niedrigen Druckverhältnissen) höhere Temperaturen zulassen würde. Der Abdampf der HD-Turbine (**W 29**) wird dem MD-Sattdampf aus dem MD-Verdampfer und der Brennkammerkühlung (**W 21**) vor Eintritt in den MD-Überhitzer zugemischt. Der Abdampf der MD-Turbine (**W 24**) geht direkt mit dem ND-Frischdampf (**W 14**) in die ND-Turbine. Vor dem Eintritt des Kondensats in den Speisewasservorwärmer (**W 5**), erwärmt ein durch ND-Anzapfdampf (**W 30**) gespeister Vorwärmer das Speisewasser, um einer Unterschreitung des Schwefelsäuretaupunkts und damit einer Korrosion an den Rohrleitungen des Vorwärmers entgegenzuwirken. Durch Rückführung von Wasser aus dem Speisewasserbehälter (**W 8**) wird das Kondensat vor Eintritt in den AHDE auf 130 °C vorgewärmt. Die Speisewasserpumpen werden aus einem hinter dem Speisewasservorwärmer angeordneten Speisewasserbehälter versorgt. Die Energiezufuhr für die Entgasung im Speisewasserbehälter erfolgt durch den separaten Umlaufverdampfer im AHDE. Zur Entstickung der Abgase ist innerhalb des AHDE ein DeNO<sub>x</sub>-Katalysator vorgesehen. Die Rauchgastemperatur am Austritt des AHDE (**G 19**) wird auf 140 °C ebenfalls begrenzt, um Schäden durch Unterschreitung des Schwefelsäuretaupunkts zu vermeiden. Zur Einhaltung der SO<sub>2</sub>-Grenzwerte wird das Abgas in einer Rauchgasentschwefelungsanlage nachbehandelt.

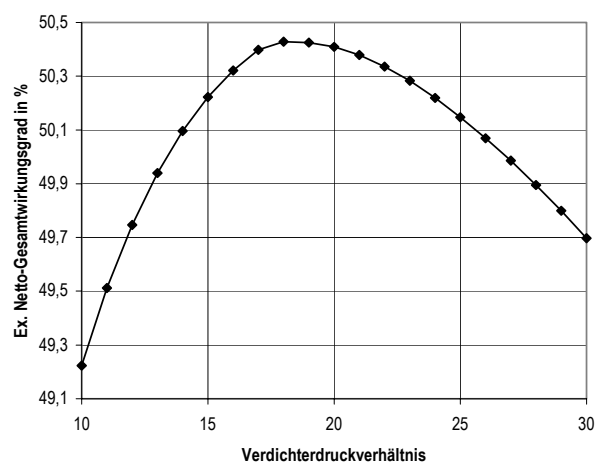
Die vollständigen Annahmen, die in die Bilanzierung der Basisauslegung eingehen, sind in Tabelle A.1 und A.3 (Anhang A) aufgeführt.

### 4.2.2 Ergebnisse für den Basisfall

Auf den folgenden Seiten werden die Auslegungsergebnisse des Basis Kombikraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung und Hochtemperaturgasreinigung präsentiert. Die Vereinbarung des Basisfalls dient zur Bewertung des Einflusses der Variation verschiedenster Parameter (siehe Kapitel 5), bzw. zur Erfolgskontrolle bei allen Bemühungen zur Wirkungsgradsteigerung. Neben dem Wirkungsgrad werden jedoch auch andere Berechnungsergebnisse (z.B. Gesamtleistung, Leistungsverteilung zwischen Gasturbine und Dampfturbine) für vergleichende Betrachtungen dargestellt.

Vor der Festlegung des Basisfalls ist eine Variation des Verdichterdruckverhältnisses ( $\pi$ ) durchgeführt worden. Das Ergebnis dieser Variation zeigt Bild 4.10. Es ist zu erkennen, daß der maximale exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad bei einem  $\pi$  von 18 erreicht wird.

Mit zunehmendem Verdichterdruckverhältnis steigt der Wirkungsgrad des Gasturbinenprozesses und erreicht sein Optimum für Verdichterdruckverhältnisse oberhalb von 30 (vgl. Bild 6.19, Kap. 6.2.3). Der



**Bild 4.10:** Maximaler exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad und optimales Verdichterdruckverhältnis des Basisfalls

Wirkungsgrad des Abhitzedampfprozesses steigt dagegen mit fallendem Verdichterdruckverhältnis durch die damit verbundene Zunahme der Gasturbinenabgastemperatur. Ein Wirkungsgradmaximum ergibt sich nur durch die Festlegung einer maximalen Frischdampf Temperatur. Die beiden vorgenannten, gegenläufigen Effekte bei der Anhebung des Verdichterdruckverhältnisses führen dazu, daß sich bei einem Verdichterdruckverhältnis von 18 der maximale exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad von 50,4 % für das Kombikraftwerk ergibt (Bild 4.10).

Für dieses optimale Verdichterdruckverhältnis sind die Ergebnisse für den Basisfall des Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR ermittelt worden. Die Ergebnisse der einzelnen Stoffströme aus Bild 4.9 sind in Tabelle B.2 im Anhang B aufgelistet.

**Tabelle 4.3:** Leistung, elektrischer Eigenbedarf und Wirkungsgrade des Basis Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR

<b>Brennstoffwärmeleistung (Heizwert)</b>	<b>MW</b>	<b>634,0</b>
<b>Brennstoffwärmeleistung (Brennwert)</b>	<b>MW</b>	<b>655,4</b>
<b>Brennstoffwärmeleistung (Exergie)</b>	<b>MW</b>	<b>651,1</b>
Klemmenleistung Gasturbine	MW	220,1
Klemmenleistung Dampfturbine	MW	120,3
<b>Brutto-Kraftwerksleistung</b>	<b>MW</b>	<b>340,4</b>
<b>Brutto-Gesamtwirkungsgrad (Heizwert)</b>	<b>%</b>	<b>55,4</b>
<b>Brutto-Gesamtwirkungsgrad (Brennwert)</b>	<b>%</b>	<b>53,5</b>
<b>Brutto-Gesamtwirkungsgrad (Exergie)</b>	<b>%</b>	<b>52,3</b>
Kohleaufbereitung (Mühlen, Gebläse)	kW	1848,6
Kohletransport	kW	258,9
Brennkammerkühlung	kW	16,3
DeNO <sub>x</sub>	kW	340,4
REA (Suspensionspumpen, Gebläse)	kW	3461,8
Speisewasserpumpen	kW	1517,5
Kondensatpumpen	kW	100,3
Kühlwasserpumpe	kW	1724,0
Sonstiger Eigenbedarf	kW	1701,9
Transformatorverluste	kW	1701,9
<b>Summe elektrischer Eigenbedarf</b>	<b>MW</b>	<b>12,7</b>
<b>Netto-Kraftwerksleistung</b>	<b>MW</b>	<b>327,7</b>
<b>Netto-Gesamtwirkungsgrad (Heizwert)</b>	<b>%</b>	<b>53,3</b>
<b>Netto-Gesamtwirkungsgrad (Brennwert)</b>	<b>%</b>	<b>51,5</b>
<b>Netto-Gesamtwirkungsgrad (Exergie)</b>	<b>%</b>	<b>50,4</b>

Das Basis Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR hat eine Brutto-Kraftwerksleistung von ca. 340,4 MW (Tabelle 4.3). Nach Abzug des elektrischen Eigenbedarfs (12,7 MW) ergibt sich eine Netto-Kraftwerksleistung von etwa 327,7 MW, was zu einem Netto-Gesamtwirkungsgrad von 53,3 % bezogen auf den Heizwert und einem Netto-Gesamtwirkungsgrad von 51,5 % bezogen auf den Brennwert sowie einem exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad von 50,4 % führt. Im Vergleich zum Referenz Steinkohledampfkraftwerk ergibt sich für das Basis Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR ein Wirkungsgradvorteil von 5,7 %-Punkte bis 6,0 %-Punkte bzw. eine Wirkungsgraderhöhung um 12,7 % bis 12,8 % je nach Wirkungsgraddefinition.

Bild 4.11 zeigt die vollständigen Auslegungsdaten für den Abhitzedampfprozeß des Basis Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR.

### Energieflußbild

Das Bild 4.12 zeigt das Sankey-Diagramm des Basis Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR. Der eingesetzte Brennstoffmassenstrom mit dem Brennwert ( $H_0$ ) multipliziert, zuzüglich der Ansaugluft des Verdichters wurden als Energieinput (s. Kap. 3.3) zu 100 % gesetzt. In diesem Bild sind alle ermittelten Energieflüsse dargestellt. Die relativ simple Prozeßführung und der geringe Integrationsgrad der Kombikraftwerksschaltung werden



darin besonders deutlich. Es sind im wesentlichen die Kopplungen zwischen Gasturbine und Brennkammer (über die verdichtete Verbrennungsluft), eine Verbindung zwischen Brennkammer und Abhitzedampfprozeß (durch die Brennkammerkühlung) und zwischen Kohletransport und Abhitzedampfprozeß (aufgrund der Transportluftkühlung) nennenswert.

Die Kohle wird unter Zugabe des Trocknungsgases (Rauchgas) zunächst der Kohleaufbereitung bzw. der Mahltrocknung zugeführt, in der nur ein geringer Teil der Brennstoffenergie (0,04 %) durch Wärmestrahlung verloren geht. In der nachfolgenden Brennkammer kommt es infolge von ausgetragener Schlacke und durch die unvollkommene Verbrennung zu einem Energieverlust von 0,3 %. Die Hochtemperaturgasreinigung und die Gasturbine verursachen Wärmeverluste, die 0,08 % betragen. In Bild 4.12 sind auch die Energieströme dargestellt, welche in bestimmten Anlagen auftreten, allerdings nicht aus dem Kraftwerkssystem heraustreten. Vielmehr werden diese Energieströme anderen Anlagenkomponenten wieder zugeführt, wie z.B. der Quenchluftmassenstrom zur Kühlung der Rauchgase nach der HTGR auf ISO-Eintrittstemperatur. Die elektrische Brutto-Leistung der Gasturbine beträgt 34,6 %. Der Bilanzraum Abhitzedampfprozeß umfaßt sowohl den AHDE als auch den gesamten Dampfkreis. Durch Wärmeverluste des Dampfkreises gehen dem Prozeß 0,33 % der Brennstoffenergie verloren. Der größte Verluststrom (29,24 %) wird wie auch beim Steinkohledampfkraftwerk vom Kondensator abgegeben. Ein weiterer großer Verluststrom ist am Austritt der REA zu erkennen. 17,63 % des Brennwertäquivalents der aufgegebenen Kohle werden dadurch an die Umgebung abgeführt. Die elektrische Brutto-Leistung der Dampfturbine beträgt 18,91 % der eingesetzten Brennstoffenergie. Die Generatorverluste werden mit ca. 0,7 % ausgewiesen. Am Ende der Energiewandlung steht der auf den Brennwert bezogene Netto-Gesamtwirkungsgrad von 51,51 %.

Weiterhin können folgende Informationen aus dem Diagramm abgelesen werden:

- die Gasturbine liefert rund 64,7 % der elektrischen Leistung; 35,3 % stammen von der Dampfturbine,
- die nachteiligen Effekte der Kohletransportluftkühlung und der Brennkammerkühlung werden deutlich: die abgeführten Energieströme werden an der Gasturbine vorbei geleitet und nur in der Dampfturbine genutzt.

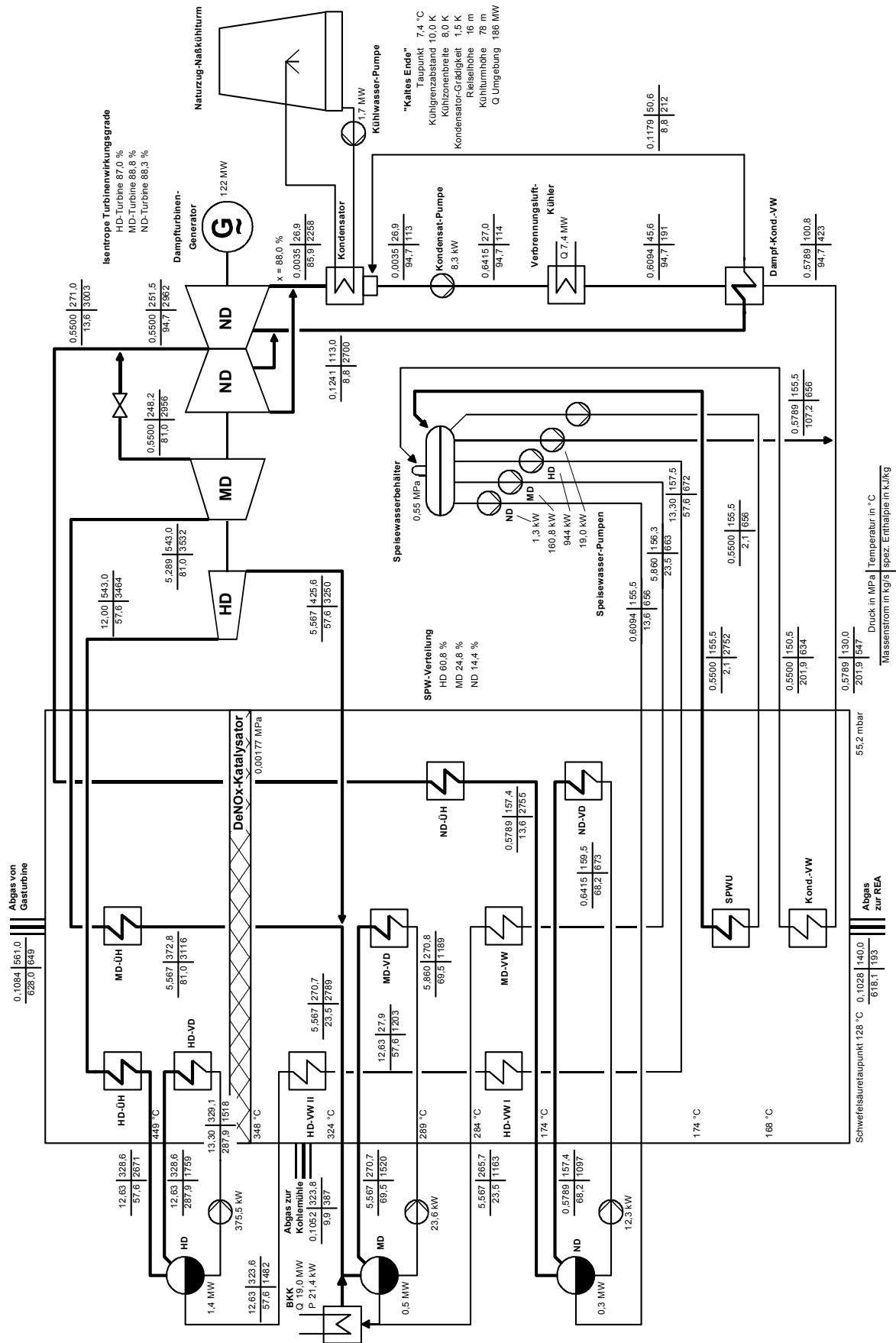
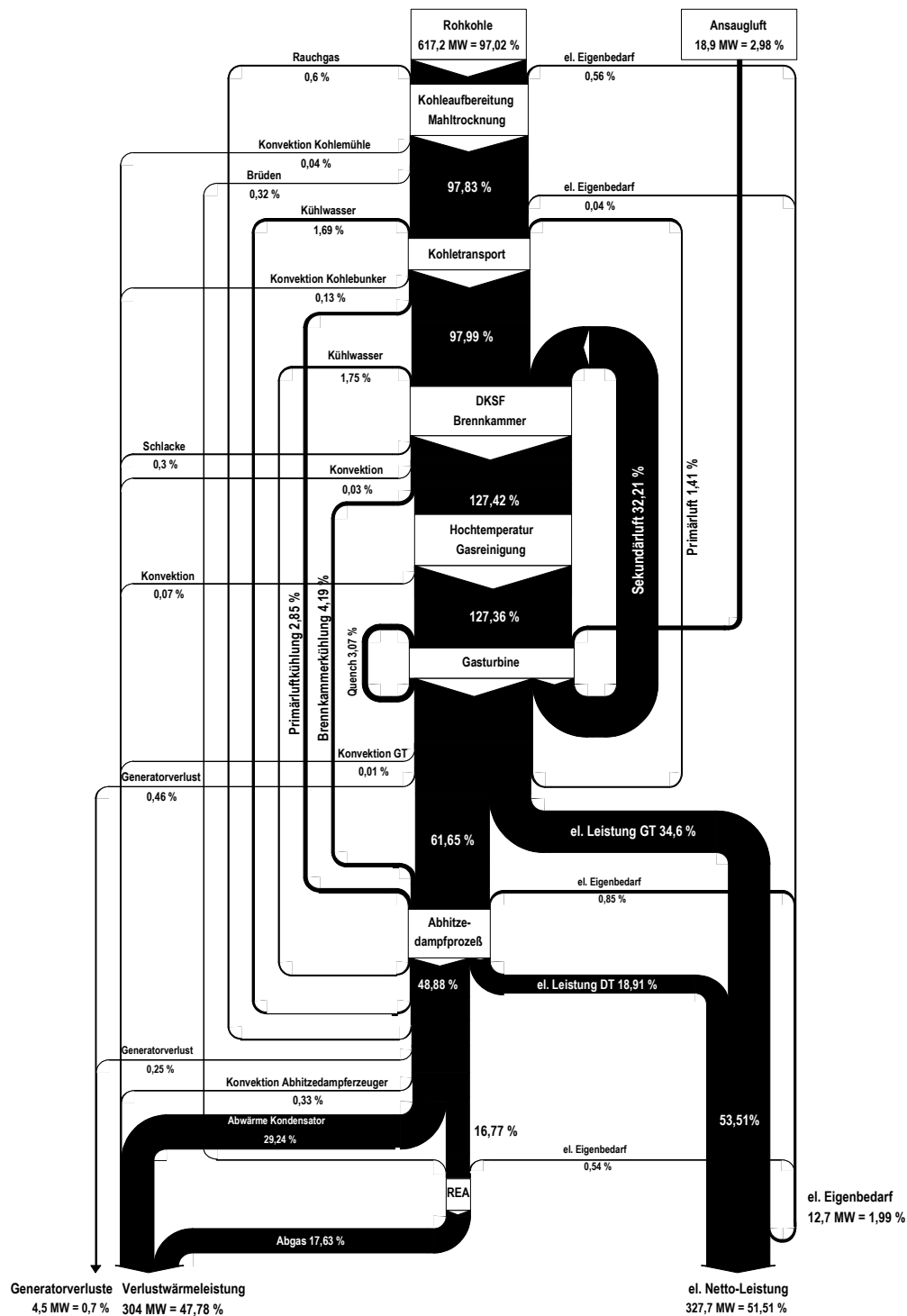


Bild 4.11: Prozeßschaltbild des Abhitzedampfprozesses des Basis Kombikraftwerks (Bild 4.9)



**Bild 4.12:** Energieflußbild des Basis Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR

### Exergieflußbild

Zur Analyse der exergetischen Verlustquellen innerhalb der Anlagenkomponenten des Basis Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR ist in Bild 4.14 das Exergieflußdiagramm des Prozesses dargestellt.

Die größten Exergieverluste entstehen auch hier in der Brennkammer (26,67 %) bei der Umwandlung der Kohle in das Gasturbinenarbeitsmedium Rauchgas. Der zweitgrößte

Exergieverlust mit 7,63 % tritt in der Gasturbine auf. Weitere Verluste entstehen im Abhitzedampfprozeß (7,99 %), wobei der AHDE 2,47 % und die Umwandlung in der Dampfturbine 5,52 % ausmachen.

Damit ergibt sich der exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad des Referenz Dampfkraftwerks zu 50,4 %.

Aus der Analyse des Basis Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR ergeben sich ebenfalls verschiedene Ansätze zur Verringerung der Exergieverluste und damit zur Steigerung der elektrischen Leistung:

1. Die Exergieverluste in der Brennkammer entstehen hauptsächlich während der Umsetzung der in der Steinkohle gebundenen chemischen Exergie. Durch Verringerung der Luftzahl kann die adiabate Verbrennungstemperatur und somit die Exergie der Feuerungsabgase angehoben werden. Diese Maßnahme bewirkt allerdings, daß ein höherer Wärmestrom zur Kühlung der Brennkammer abgeführt werden muß. Diese Vorbeiführung des Wärmestroms an der Gasturbine direkt in den Abhitzeprozess führt zu einer unerwünschten Wirkungsgradeinbuße. Diesem Zusammenhang wird eingehend in Kap. 5.2.4 nachgegangen.

Durch eine Erhöhung der Gasturbineneintrittstemperatur würde die Verbrennungstemperatur in der Brennkammer angehoben und damit die Exergieverluste verringert. Die Anhebung der Turbineneintrittstemperatur stellt das größte Effizienzsteigerungspotential des Prozesses dar und wird eingehend in Kap. 6.2.3 untersucht.

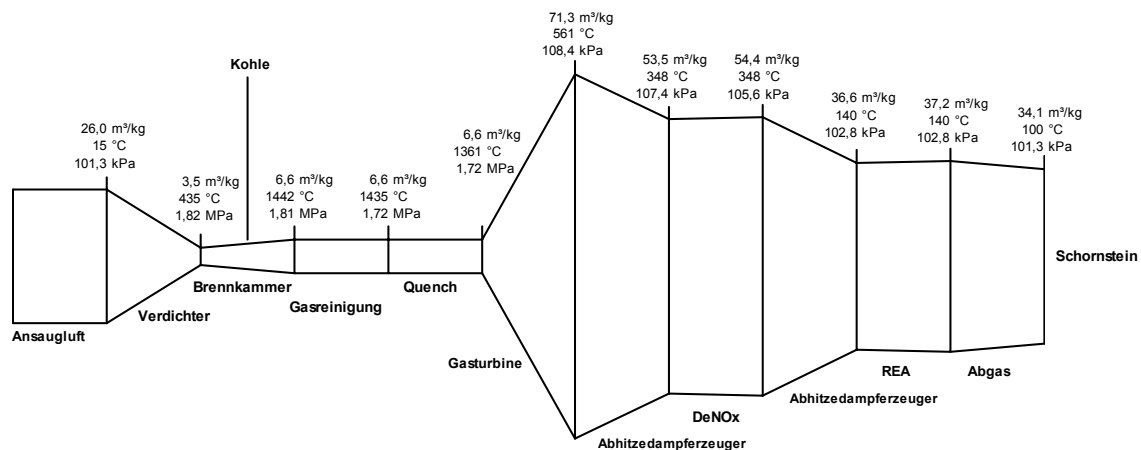
Ein weiterer Anstieg der Temperatur in der DKSF-Brennkammer würde neben der erhöhten Materialbelastung auch einen Anstieg von thermischem  $\text{NO}_x$  zur Folge haben.

2. Eine Anhebung der Verbrennungslufttemperatur ist aufgrund der hohen Temperatur am Austritt des Gasturbinenverdichters nicht realisierbar. Erst beim Wechsel des Brennkammerkühlmediums von Wasser zu Luft könnte die Verbrennungslufttemperatur weiter angehoben werden. Die Auswirkungen einer Prozeßauslegung mit einer luftgekühlten Brennkammer werden in Kap. 6.2.2 untersucht.
3. Die optimale Auslegung des AHDE kann nur in Verbindung mit dem Wasserdampfkreislauf erfolgen. Ziel dieser Optimierung ist die Maximierung der elektrischen Arbeit der Dampfturbine. Um die Exergieverluste bei der Wärmeübertragung im AHDE möglichst gering zu halten, sind für den AHDE des Basis Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR drei Verdampferdruckstufen angenommen worden. Der Einfluß der Anzahl der Verdampferdruckstufen auf den Wirkungsgrad des Prozesses ist Gegenstand der Untersuchungen in Kap. 5.3.2.
4. Neben den Exergieverlusten im AHDE sind auch die Verluste, die während der Energieumwandlung in der Dampfturbine auftreten, von Bedeutung. Die Verringerung der

in Kap. 3.4.5 beschriebenen Dampfturbinenverluste, ausgedrückt in einem verbesserten isentropen Stufenwirkungsgrad, führt zu einer Reduzierung von Exergieverlusten. Aus diesem Grund ist der isentrope Stufenwirkungsgrad der Dampfturbine Gegenstand der Untersuchungen in Kap. 6.2.1.

### Betriebsvolumenstromdiagramm

Bild 4.13 zeigt das Betriebsvolumenstrom-Diagramm für das Basis Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR. Bei diesem Kraftwerkskonzept stellt sich der AHDE offensichtlich als die größte Anlagenkomponente heraus. In dem Diagramm werden auch konzeptinhärente Vorzüge deutlich: die DKSF-Brennkammer ist hier eine verhältnismäßig kleine Komponente, was sich (aus energetischer und wirtschaftlicher Sicht) positiv auf die Komponente auswirkt. Auch in der Hochtemperaturgasreinigung, müssen nur relativ kleine Volumenströme behandelt werden. Ausgenommen davon sind die Entstickung und Entschwefelung, die in diesem Konzept hinter der Gasturbine, also bei geringem Druck und entsprechend größeren Volumenströmen durchgeführt werden und zudem auch die zusätzliche Quenchluft mit durchsetzen müssen.



**Bild 4.13:** Betriebsvolumenstromdiagramm des Basis Kombikraftwerks (bezogen auf 1 kg Kohle)

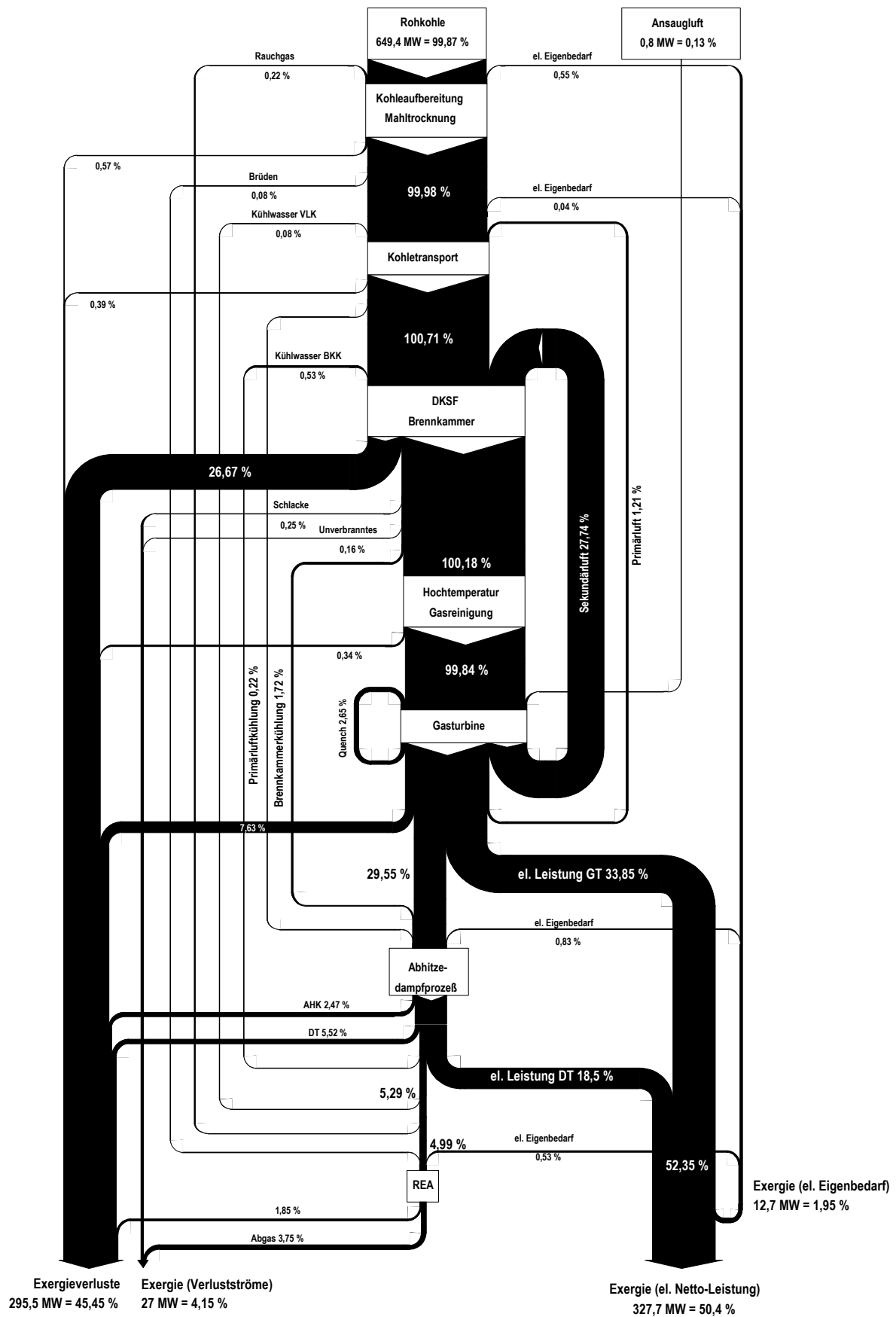
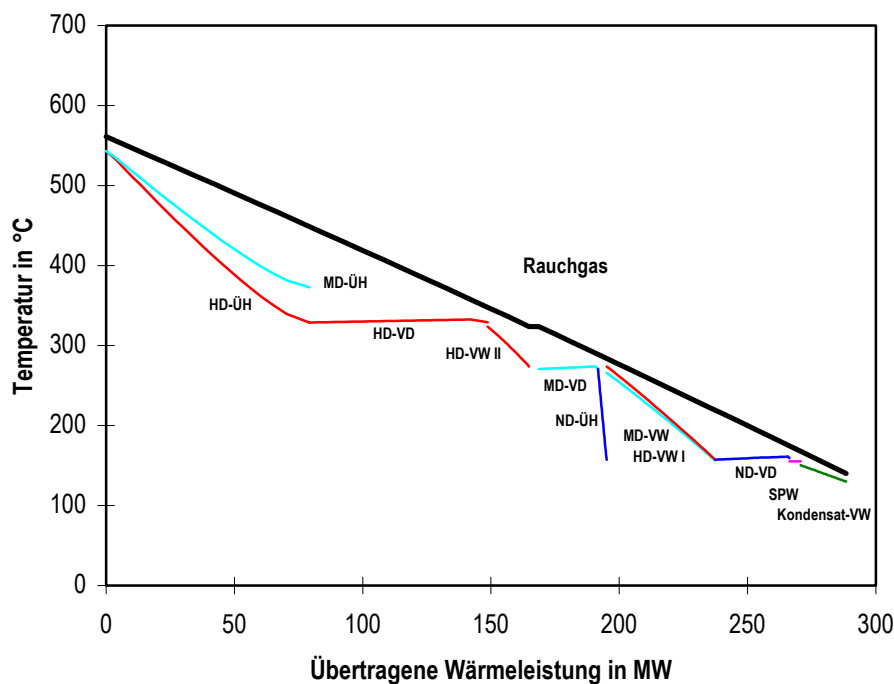


Bild 4.14: Exergiestromflußbild des Basisfalls

### Q,t-Diagramm des Abhitzeprozesses

Zur Bewertung von Abhitzedampfprozessen wird die Abkühlkurve des Rauchgases in einem  $\dot{Q}, t$ -Diagramm dargestellt. Dieser Darstellung sind die Ein- und Austrittstemperaturen und die zur Verfügung stehende Wärmeleistung des Rauchgases zu entnehmen. Die Wärme wird auf den Wasserdampfkreislauf übertragen, dessen Aufheizkurven unterhalb der Rauchgaslinie liegen. Die Güte der Wärmeübertragung im AHDE ist an dem Grad der Annäherung beider Linien abzulesen, da kleinere Temperaturdifferenzen (Abstand der Linien in vertikaler Richtung) geringere Exergieverluste zur Folge haben.



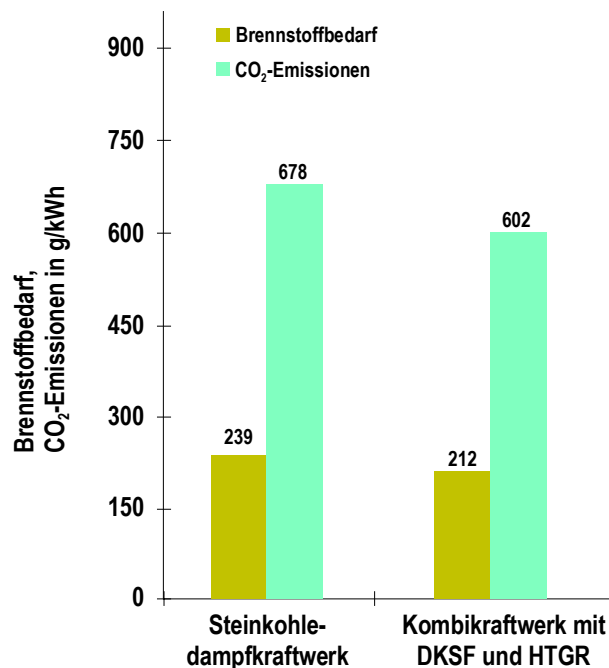
**Bild 4.15:**  $\dot{Q}, t$ -Diagramm des Abhitzedampfprozesses des Basis Kombikraftwerks

Wie in Bild 4.15 zu erkennen, wird die Abwärme der Gasturbine bereits sehr gut durch den Abhitzedampfprozeß ausgenutzt. Der Hauptanteil der Frischdampfzeugung liegt beim HD-Verdampfer (ca. 61 %). Vom MD-Verdampfer werden 25 % und vom ND-Verdampfer 14 % Frischdampf bereitgestellt. Weiterhin lassen sich die HD- und MD-Frischdampf-temperaturen (ca. 545 °C) sowie die Austrittstemperatur des Abgases (140 °C) aus dem AHDE ablesen. Die Kontrolle der Pinch-Points anhand dieses Diagramms zeigt, daß die Vorgaben eingehalten wurden.

Bild 4.15 zeigt neben der übertragenen Wärmeleistung vom Rauchgas an den Wasserdampfkreislauf zusätzlich die Leistung, welche dem Abhitzedampfherzeuger durch die Rauchgasentnahme verloren geht. Durch die Rauchgasentnahme für die Kohletrocknung wird die Treppenstufe im Verlauf der Rauchgasabkühlkurve hervorgerufen.

### 4.2.3 Ressourcenschonung und Minderung der Umweltbelastung

Die Wirkungsgradsteigerung um 6,0 %-Punkte (Differenz der Netto-Gesamtwirkungsgrade bezogen auf den Heizwert) gegenüber dem Referenz Steinkohledampfkraftwerk führt zu der in Bild 4.16 dargestellten Reduzierung des spezifischen Brennstoffbedarfes und der Minderung an spezifischen CO<sub>2</sub>-Emissionen.



**Bild 4.16:** Vergleich des spezifischen Brennstoffbedarfes und der spezifischen CO<sub>2</sub>-Emissionen des Referenz Steinkohledampfkraftwerks und des Basis Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR

Beträgt der spezifische Brennstoffbedarf beim Referenz Steinkohledampfkraftwerk noch 239 g je erzeugter kWh Strom, so fällt dieser um 27 g/kWh (11,3 %) auf 212 g/kWh. Die spezifischen CO<sub>2</sub>-Emissionen können von 678 g je erzeugter kWh Strom auf 602 g/kWh, d.h. um 76 g/kWh bzw. 11,3 % gesenkt werden.

### 4.2.4 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit neuer Kohleverstromungstechniken wird die in Kap. 3.5 definierte wirtschaftliche Zusatzinvestition herangezogen. Im Vergleich zu dem in Kap. 4.1 definierten Referenz Steinkohledampfkraftwerk ergeben sich für das Basis Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR die wirtschaftliche Zusatzinvestition für Importsteinkohle und für die fiktive Steinkohle nach Tabelle 4.4.

Bei Verwendung von Importsteinkohle ergibt sich, unter Annahme gleicher über die Lebensdauer gemittelter Stromgestehungskosten von 3,2 Cent/kWh, aufgrund des Wirkungsgradvorteils eine wirtschaftliche Zusatzinvestition von 61 €/kW gegenüber dem Referenz Steinkohledampfkraftwerk. Setzt man anstelle der Importsteinkohle eine Stein-



kohle mit einem fiktiven Brennstoffpreis von 5 €/GJ voraus, so ergibt sich eine wirtschaftliche Zusatzinvestition von 216 €/kW (Stromgestehungskosten 6,2 Cent/kWh).

**Tabelle 4.4:** Stromgestehungskosten und wirtschaftliche Zusatzinvestition des Basis Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR (Importsteinkohle und fiktive Steinkohle)

<b>Daten des Referenz Steinkohledampfkraftwerks</b>		
Ausnutzungsdauer	h / a	8000
Verfügbarkeit	%	91
Spezifischer Anlagenpreis	€/ kW	870
Spezifischer Brennstoffpreis (Importsteinkohle)	€/ GJ	1.4
Spezifischer Brennstoffpreis (Fiktive Steinkohle)	€/ GJ	5.0
Netto-Gesamtwirkungsgrad (Heizwert)	%	47.3
Verbrauchsabhängige Stromgestehungskosten (Importsteinkohle)	€/ kWh	0.012
Verbrauchsabhängige Stromgestehungskosten (Fiktive Steinkohle)	€/ kWh	0.043
Kapitalabhängige Stromgestehungskosten	€/ kWh	0.019
<b>Über Lebensdauer gemittelte Stromgestehungskosten (Importsteinkohle)</b>	<b>€/ kWh</b>	<b>0.032</b>
<b>Über Lebensdauer gemittelte Stromgestehungskosten (Fiktive Steinkohle)</b>	<b>€/ kWh</b>	<b>0.062</b>
<b>Daten des Basis Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR</b>		
Ausnutzungsdauer	h / a	8000
Ausnutzungsdauer bezogen auf Referenz Kraftwerk	%	91
Netto-Gesamtwirkungsgrad (Heizwert)	%	53.3
<b>Wirtschaftliche Zusatzinvestition (Importsteinkohle)</b>	<b>€/ kW</b>	<b>65</b>
<b>Wirtschaftliche Zusatzinvestition (Fiktive Steinkohle)</b>	<b>€/ kW</b>	<b>229</b>

Bei der Berechnung der wirtschaftlichen Zusatzinvestition ist unterstellt worden, daß das Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR die gleiche jährliche Ausnutzungsdauer wie das Referenz Steinkohledampfkraftwerk besitzt.

Unter der Annahme gleicher Fixkosten für beide Kraftwerksvarianten, würde der Wirkungsgradvorteil von 6 %-Punkten des Basis Kombikraftwerks beim Einsatz von Importsteinkohle bereits bei einer Minderung der Ausnutzungsdauer um 404 h pro Jahr wieder verloren gehen. Unterstellt man bei den Berechnungen nach Gl. (3.27) die Steinkohle mit dem höherem spezifischen Brennstoffpreis, so steigt dieser Wert auf 1261 h pro Jahr.

## 5 Einfluß thermodynamischer Auslegungsparameter auf das Kombikraftwerk

Ausgehend von dem in Kapitel 4.2 beschriebenen Basis Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR wurden eine Vielzahl von Parameterstudien (Tabelle 5.1) durchgeführt. Das Spektrum der variierten Parameter ist, in Hinblick auf den derzeitigen Entwicklungsstand des Kraftwerkskonzepts, bewußt sehr breit angelegt worden, um zunächst das grundlegende Verständnis für den Prozeß sowie für die teilweise gegenläufigen Einzeleinflüsse zu fördern und um die Kenntnis über die Zusammenhänge und wechselseitigen Auswirkungen der beteiligten Teilprozesse zu steigern.

Bei der Auswertung der Parametervariationen werden die Sensitivitäten der im Basisfall getroffenen Annahmen auf den Gesamtwirkungsgrad herausgestellt, so daß die Wichtigkeit der korrekten Wahl dieser Annahmen bewertet werden kann.

Die Variationsrechnungen für das Kombikraftwerk wurden einparametrig durchgeführt, d.h. bei der Variation einer Größe wurden alle anderen auf dem jeweiligen Referenzwert konstant gehalten, so daß der Einfluß der variierten Größe isoliert herausgestellt wird. Die Ausnahme davon stellen die Variationen dar, bei denen eine Verschiebung des optimalen Verdichterdruckverhältnisses zu erwarten ist. Bei diesen Rechnungen wurde als zweiter Parameter das Verdichterdruckverhältnis (von 10 bis 30) variiert, um eine mögliche Verschiebung des optimalen Verdichterdruckverhältnisses bei der Bewertung des Wirkungseinflusses des primären Parameters berücksichtigen zu können.

**Tabelle 5.1:** Übersicht der Parametervariationen für das Basis Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR

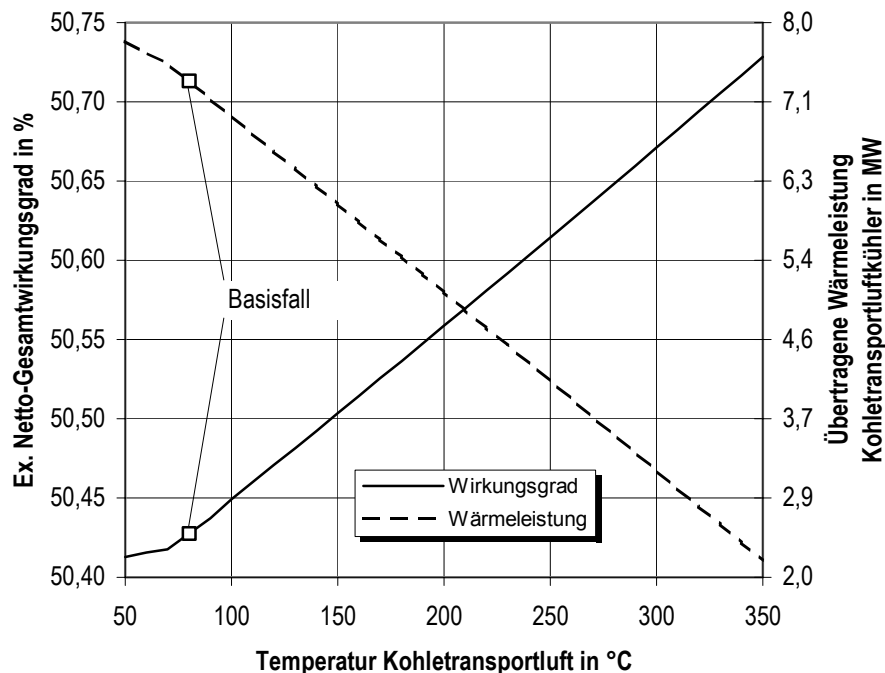
Variationsparameter	Einheit	Basiswert	Untergrenze	Obergrenze
<b>Kohletransportluft</b>				
Temperatur	°C	80	50	350
Beladung	kg/kg	1,0	0,5	1,5
<b>Hochtemperaturgasreinigung</b>				
Druckverlust	%	5	0	20
Wärmeverlust	%	0,25	0	2
elektrischer Eigenbedarf	kWh/10 <sup>6</sup> m <sup>3</sup> (i.N.)	0	0	3000
dT Rauchgas/Aschefließtemperatur	K	150	150	650
<b>Abhitzedampferzeuger</b>				
Rauchgastemperatur am Austritt	°C	140	100	150
Anzahl Verdampferdruckstufen		3	1	3
Druckverlust DeNOx-Katalysator	%	1,65	0	20

## 5.1 Kohletransportluft

Zum Transport des Steinkohlenstaubes in die DKSF-Brennkammer wird ein Teilstrom der komprimierten Verdichteransaugluft verwendet. Bei einem Verdichterdruckverhältnis von 18 (Basisfall) besitzt diese Luft eine Temperatur von ca. 435 °C. Für das Basis Kombikraftwerk wurde angenommen, daß die Transportluft bis auf 80 °C abgekühlt werden muß, um eine Selbstentzündung des reaktiven, getrockneten Kohlenstaubes zu vermeiden. Zur Abkühlung dient Kondensat aus dem Abhitzedampfprozeß, welches dadurch vorgewärmt wird.

### 5.1.1 Temperatur

Durch eine Parametervariation soll der Einfluß der Annahme, wie hoch die Temperatur der Kohletransportluft maximal sein darf, aufgezeigt werden. Das Ergebnis dieser Variation ist in Bild 5.1 wiedergegeben. Da der Abstand zwischen der angenommenen Kohletransportlufttemperatur im Basisfall und der Temperatur der Luft am Verdichteraustritt sehr groß ist (355 K), ist die obere Variationsgrenze (350 °C) bewußt sehr hoch gewählt. Der untere Grenzwert wird durch den Mindestabstand zwischen der Lufttemperatur und der Temperatur des Kondensats (27 °C) begrenzt.



**Bild 5.1:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad und übertragene Wärmeleistung im Kohletransportluftkühler in Abhängigkeit von der Temperatur der Kohletransportluft

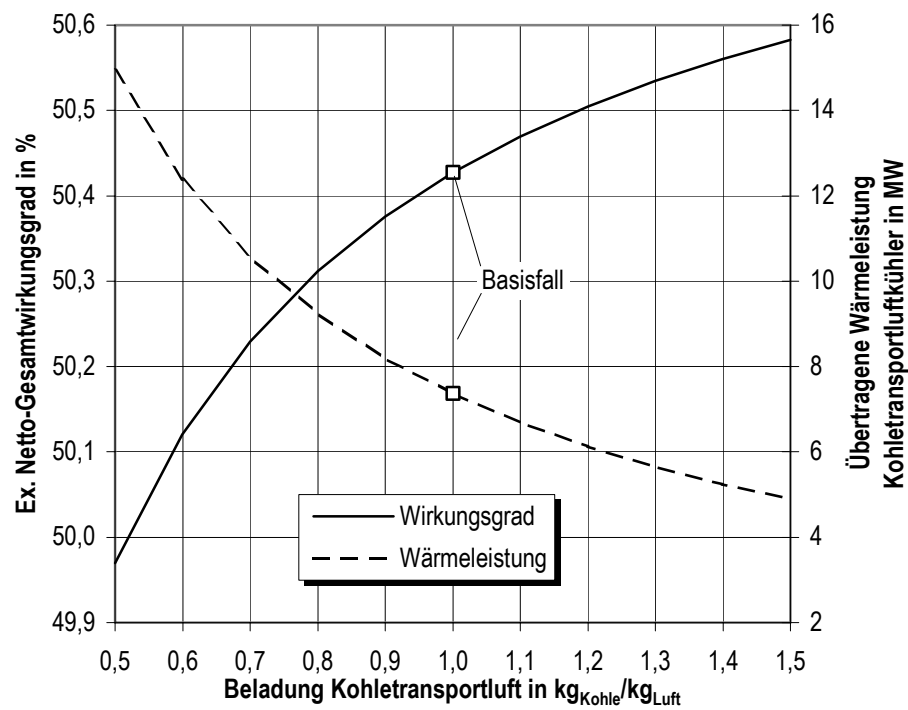
Ausgehend vom Basis Kombikraftwerk ( $\zeta = 50,43\%$ ) bewirkt eine weitere Absenkung der Kohletransportlufttemperatur von 80 °C auf 50 °C nur eine sehr geringe Abnahme des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads auf 50,41 %. Läßt man hingegen eine Trans-

portlufttemperatur von maximal 350 °C zu, so steigt der Wirkungsgrad um 0,3 %-Punkte auf 50,73 %. Die physikalische Ursache für diesen Sachverhalt kann anhand der zweiten Kurve aus Bild 5.1 interpretiert werden. Diese stellt die übertragene Wärmeleistung des Kohletransportluftkühlers ebenfalls in Abhängigkeit der Temperatur der Transportluft dar. Bei einer Temperatur von 50 °C beträgt die Wärmeleistung 7,8 MW. Erhöht man die Temperatur auf 350 °C so fällt die zu übertragene Wärmeleistung auf 2,2 MW ab, d.h. es wird deutlich weniger Wärme an der Gasturbine vorbeigeführt, was sich in dem oben genannten Anstieg des Wirkungsgrades bemerkbar macht.

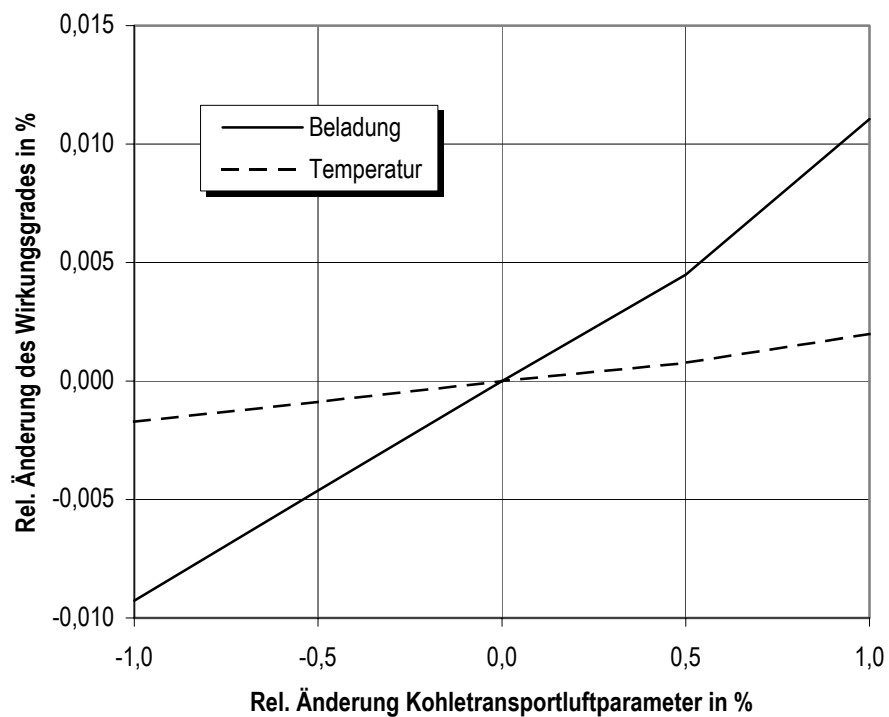
### 5.1.2 Beladung

Eine weitere Annahme, die im Zusammenhang mit dem Kohletransport getroffen werden muß, ist die Beladung, d.h. das Verhältnis von Kohlenstaub zur Transportluft. Für den Basisfall ist dieser Wert zu 1 kg Kohle pro kg Luft festgelegt worden. Bild 5.2 zeigt den Einfluß dieser Annahme auf den exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad des Kombikraftwerks. Geht man wiederum vom Basisfall aus, so fällt der Wirkungsgrad auf 49,97 % bei einer Beladung der Kohletransportluft von 0,5. Könnten allerdings 1,5 kg Kohle pro kg Luft zugelassen werden, so stiege der Wirkungsgrad auf 50,58 % an. Die untere Variationsgrenze, bei der die Beladung um 50 % abgesenkt wurde, bedeutet einen Wirkungsgradabfall um 0,9 % bezogen auf den Basisfall. Bis zur oberen Grenze steigt der Wirkungsgrad nur um 0,3 % bezogen auf den Basisfall an, obwohl die Beladung um 50 % angehoben worden ist. Die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Kohletransportluftkühlung liegt wieder in der übertragenen Wärmeleistung des Kohletransportluftkühlers (Bild 5.2) begründet. Mit zunehmender Beladung muß weniger Luft zum Transport der Kohle bereitgestellt werden. Damit sinkt der im Kohletransportluftkühler zu übertragende Wärmestrom von 14,9 MW (Beladung 0,5) bis auf 4,9 MW (Beladung 1,5), wodurch weniger Wärme an der Gasturbine vorbeigeleitet wird.

Um zu zeigen, welcher der beiden untersuchten Parameter den größeren Einfluß auf den exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad besitzt, sind die relativen Änderungen der Wirkungsgrade in Abhängigkeit der relativen Änderungen der oben genannten Kohletransportluftparameter in den Variationsgrenzen  $\pm 1$  % ermittelt worden (Bild 5.3). Alle relativen Änderungen haben den Basisfall als Bezugspunkt.



**Bild 5.2:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Beladung der Kohletransportluft



**Bild 5.3:** Vergleich der relativen Änderung des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads in Abhängigkeit von der relativen Änderung der Kohletransportluftparameter

Aus dem Diagramm lassen sich zwei wesentliche Ergebnisse ableiten:

- Insgesamt ist der Einfluß der beiden Parameter relativ gering. Eine Änderung der Variationsgrößen um  $\pm 1\%$  ruft eine Wirkungsgradänderung von weniger als 0,015 % hervor.
- Der Parameter Kohletransportluftbeladung besitzt einen fast achtfach höheren Einfluß auf den Wirkungsgrad als die Temperatur der Transportluft.

## 5.2 Hochtemperaturgasreinigung

Die Hochtemperaturgasreinigung (HTGR) stellt die Schlüsselkomponente auf dem Weg zur Realisierung des Kombikraftwerks mit Druckkohlenstaubfeuerung dar. Der Stand der Entwicklung ist ausführlich in den Kap. 2.3.2 bzw. 2.3.3 beschrieben worden. Daraus ergeben sich für die Auslegung des Kombikraftwerks Unsicherheiten bei den folgenden Fragestellungen:

- Welcher Druckverlust wird durch die HTGR hervorgerufen?
- Wie hoch sind die Wärmeverluste dieser Anlagenkomponente?
- Wird eventuell ein elektrischer Eigenbedarf zur Reinigung der DKSF-Rauchgase von Feinstpartikeln benötigt?

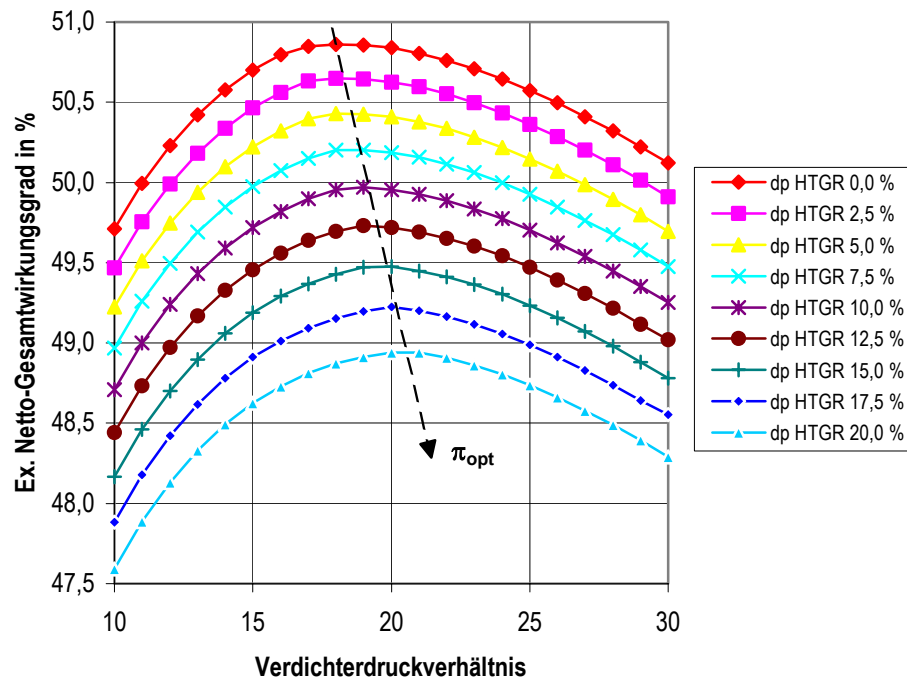
Diese Fragestellungen können nur durch Forschungen an den in Kap. 2.3.3 dargestellten Anlagen beantwortet werden. Anhand des Berechnungsmodells für das Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR sind die Größen Druck-, Wärmeverluste und elektrischer Eigenbedarf in dem Bilanzraum der HTGR berücksichtigt worden, so daß deren Einfluß auf den Kraftwerkswirkungsgrad untersucht werden konnte.

### 5.2.1 Einfluß von Druckverlusten

In Bild 5.4 ist das Ergebnis der Zweiparametervariation des relativen Druckverlustes der HTGR ( $\text{dp}_{\text{HTGR}}$ ) und des Verdichterdruckverhältnisses gezeigt. Daraus wird neben der Auswirkung auf den exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad auch eine Verschiebung des optimalen Verdichterdruckverhältnisses ( $\pi_{\text{opt}}$ ) mit zunehmendem Druckverlust sichtbar.

Für den theoretischen Fall, daß durch die HTGR kein Druckverlust hervorgerufen würde ( $\text{dp}_{\text{HTGR}} 0,0\%$ ) ergibt sich ein Wirkungsgrad von 50,86 % und läge somit um 0,43 %-Punkte über dem Wirkungsgrad des Basis Kombikraftwerks. Ein Anstieg auf  $\text{dp}_{\text{HTGR}} 10\%$  oder sogar  $20\%$  ergibt einen Wirkungsgrad von nur noch 49,97 % bzw. 48,94 %, was einen Abfall um 0,46 %-Punkte bzw. 1,49 %-Punkte gegenüber dem Basisfall bedeuten würde. Die obere Variationsgrenze ist bewußt sehr hoch angenommen worden, da daß genaue Verfahrensprinzip der HTGR noch nicht geklärt ist (vgl. Kap. 2.3.3).

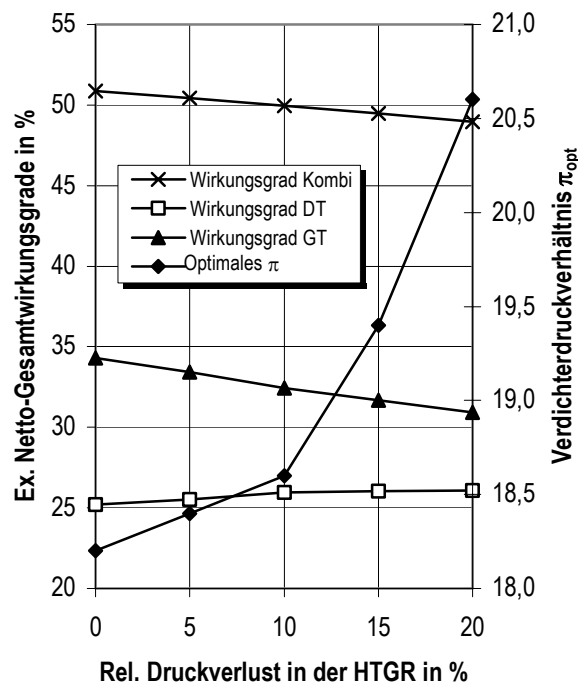
Das Ergebnis zeigt, daß erst bei sehr hohen Druckverlusten in der HTGR der Wirkungsgrad des Kombikraftwerks signifikant abnimmt. Im Vergleich zum Referenz Steinkohledampfkraftwerk ergibt sich immer noch ein Wirkungsgradvorteil von 1,1 %-Punkten.



**Bild 5.4:** Exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrade bei unterschiedlichen relativen Druckverlusten in der Hochtemperaturgasreinigung (dp HTGR) in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis

Weiterhin ist eine tendenzielle Verschiebung des optimalen Verdichterdruckverhältnisses mit zunehmendem Druckverlust in der HTGR aus Bild 5.4 zu erkennen. Genauerem Aufschluß darüber gibt allerdings Bild 5.5, dem eine Variation des Verdichterdruckverhältnisses in einer kleineren Schrittweite (0,2) zugrunde liegt. Neben dem Wirkungsgrad des Kombikraftwerks sind auch die beiden Wirkungsgrade des Gas- und Dampfturbinenprozesses über dem relativen Druckverlust der HTGR aufgetragen. Daran kann man deutlich erkennen, daß die Wirkungsgradabnahme des Kombikraftwerks auf den Rückgang des Wirkungsgrades des Gasturbinenprozesses zurückzuführen ist. Dadurch, daß gleichzeitig der Wirkungsgrad des Dampfturbinenprozesses aufgrund der steigenden Abgastemperatur der Gasturbine ansteigt, nimmt das optimale Verdichterdruckverhältnis bis zu einem dp HTGR 10 % nur moderat zu. Steigt der Druckverlust in der HTGR weiter an, so ist auch ein stärkerer Anstieg des optimalen Verdichterdruckverhältnisses zu verzeichnen. Dieses Verhalten läßt sich darauf zurückführen, daß der Wirkungsgrad des Abhitzedampfprozesses konstant bleibt, da ab einem dp HTGR 10 % die angenommene maximale Frischdampf Temperatur von 550 °C erreicht wird. Aus diesem Grund gewinnt der Gastur-

binenprozeß gegenüber dem Abhitzedampfprozeß stärker an Bedeutung, was in einem größeren Anstieg des optimalen Verdichterdruckverhältnisses resultiert.

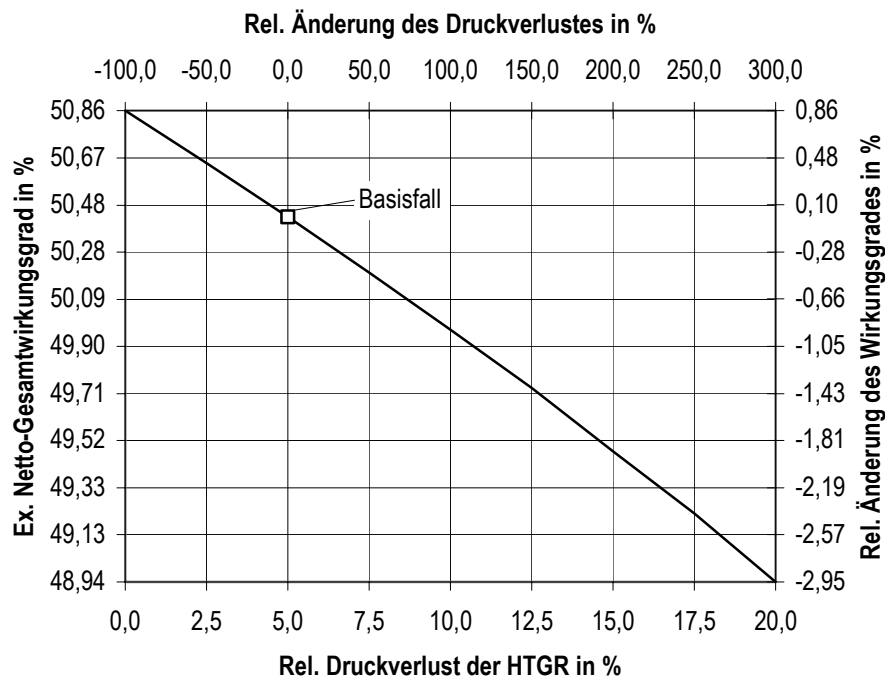


**Bild 5.5:** Wirkungsgrade des Kombikraftwerks, der Gasturbine und der Dampfturbine sowie die optimalen Verdichterdruckverhältnisse bei unterschiedlichen relativen Druckverlusten in der Hochtemperaturgasreinigung (HTGR)

Betrachtet man nur die Ergebnisse, bei denen sich das optimale Verdichterdruckverhältnis eingestellt hat, so erhält man das in Bild 5.6 dargestellte Diagramm. Zusätzlich sind noch die relativen Änderungen des Druckverlustes und des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads bezogen auf den Basisfall eingezeichnet. Daraus wird ersichtlich, daß ein  $\Delta p$  HTGR 10 % einer relativen Änderung gegenüber dem Basisfall von 100 % und ein  $\Delta p$  HTGR 20 % einer Änderung von 300 % entspricht. Aus diesen Änderungen resultiert eine relative Änderung des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads von -0,91 % bzw. -2,95 %.

Um die Bandbreite der Variation deutlich zu machen, sind in Tabelle 5.2 zu den relativen Druckverlusten die entsprechenden absoluten Druckverluste angegeben. Demnach werden durch die HTGR beim Basisfall 90 kPa, bei einem  $\Delta p$  HTGR 10 % 190 kPa und bei 20 % sogar ein absoluter Druckverlust von 400 kPa hervorgerufen.





**Bild 5.6:** Exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrade in Abhängigkeit vom relativen Druckverlust in der Hochtemperaturgasreinigung (HTGR) bei jeweils optimalem Verdichterdruckverhältnis und deren relative Änderung bezogen auf den Basisfall

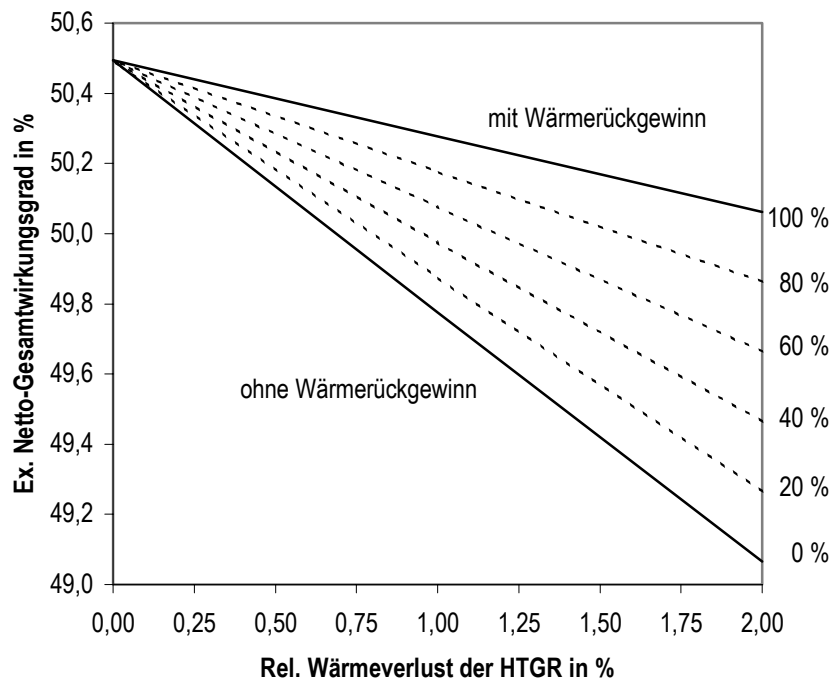
**Tabelle 5.2:** Absolute Druckverluste in der Hochtemperaturgasreinigung

Druckverlust relativ	Druckverlust absolut
5 %	90 kPa
10 %	190 kPa
20 %	400 kPa

### 5.2.2 Einfluß von Wärmeverlusten

Wie bei der Untersuchung des Einflusses des relativen Druckverlustes der HTGR auf den Wirkungsgrad des Kombikraftwerks bereits erwähnt, ist das genaue Verfahrensprinzip noch nicht bekannt. Aus diesem Grund ist auch der relative Wärmeverlust der HTGR in einem weiten Bereich (0 % bis 2 %) variiert worden. Gleichzeitig ist auch ermittelt worden, welchen Einfluß eine Wärmerückgewinnung auf den Wirkungsgrad besitzt. Bei der Wärmerückgewinnung ist unterstellt worden, daß ein angenommener Prozentsatz der Abwärme der HTGR zusammen mit der Wärme aus der Brennkammerkühlung in den Abhitzedampfprozeß integriert werden kann. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in Bild 5.7 dargestellt. Für das Basis Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR ist angenommen worden, daß 0,25 % des in die Gasreinigung eintretenden Rauchgaswärmestroms über die Begrenzungswände abgegeben wird. Weiterhin wurde unterstellt, daß von diesem

Abwärmestrom 10 % ( $\Rightarrow$  Wärmerückgewinn 90 %) an die Umgebung, d.h. dem Prozeß unwiederbringlich verloren gehen.



**Bild 5.7:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit vom relativen Wärmeverlust in der Hochtemperaturgasreinigung (HTGR) und deren relative Änderung bezogen auf den Basisfall

Ohne Wärmeverluste in der HTGR würde der Prozeß einen theoretischen exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad von 50,5 % erreichen. Nimmt man dagegen einen relativen Wärmeverlust von 2 % ohne Wärmerückgewinn an, so wird lediglich ein Prozeßwirkungsgrad von 49,1 % erreicht. Könnte dagegen 100 % der Abwärme für den Abhitzedampfprozeß zurückgewonnen werden, so ließe sich ein theoretischer maximaler Wirkungsgrad von 50,1 % erreichen.

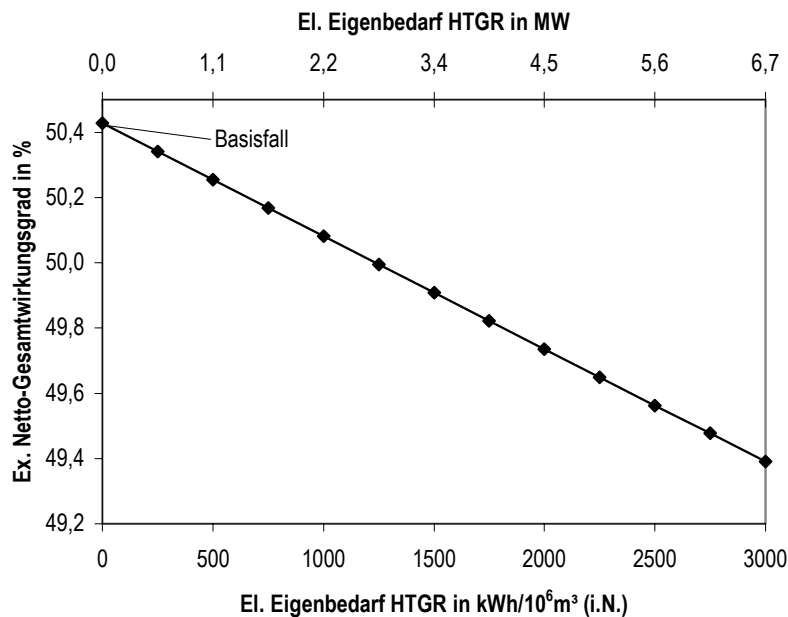
Der hohe Einfluß des relativen Wärmeverlustes auf den Anlagenwirkungsgrad ist auf den mit zunehmenden Wärmeverlust ansteigenden Wärmestrom, der an der Gasturbine vorbeigeführt wird, verbunden. Mit steigendem Wärmeverlust wird die Notwendigkeit einer Kühlung der HTGR zur Wärmerückgewinnung deutlich.

### 5.2.3 Einfluß von elektrischem Eigenbedarf

Als letzte Einflußgröße auf die HTGR ist noch ein eventuell benötigter elektrischer Eigenbedarf untersucht worden (Bild 5.8). Im Basisfall wird davon ausgegangen, daß die Grob- und Feinreinigung der Abgase der DKSF-Brennkammer (Vgl. Kap. 2.3.2 und 2.3.3) ohne zusätzlichen elektrischen Energieaufwand durchgeführt werden kann. Der elektrische Eigenbedarf ist als spezifische Größe in Abhängigkeit vom normierten Rauchgasvolumenstrom definiert und von 0 bis 3000 kWh/10<sup>6</sup>m<sup>3</sup> (i.N.) variiert worden. Ein spezifischer

elektrischer Eigenbedarf von  $3000 \text{ kWh}/10^6 \text{ m}^3$  (i.N.) bedeutet für das Kombikraftwerk einen absoluten Eigenbedarf von 6,7 MW, was einem Anteil von 2 % der Brutto-Kraftwerksleistung entspricht. Zum Vergleich: den höchsten elektrischen Eigenbedarf des Basis Kombikraftwerks benötigt die Rauchgasentschwefelungsanlage mit ca. 3,5 MW.

Mit zunehmendem elektrischen Eigenbedarf ist in Bild 5.8 deutlich die Abnahme des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads zu erkennen. Würde der Eigenbedarf bis auf  $3000 \text{ kWh}/10^6 \text{ m}^3$  (i.N.) ansteigen, so hätte dies eine Wirkungsgradeinbuße um 1,0 %-Punkte von 50,4 % (Basisfall) bis auf 49,4 % zur Folge.



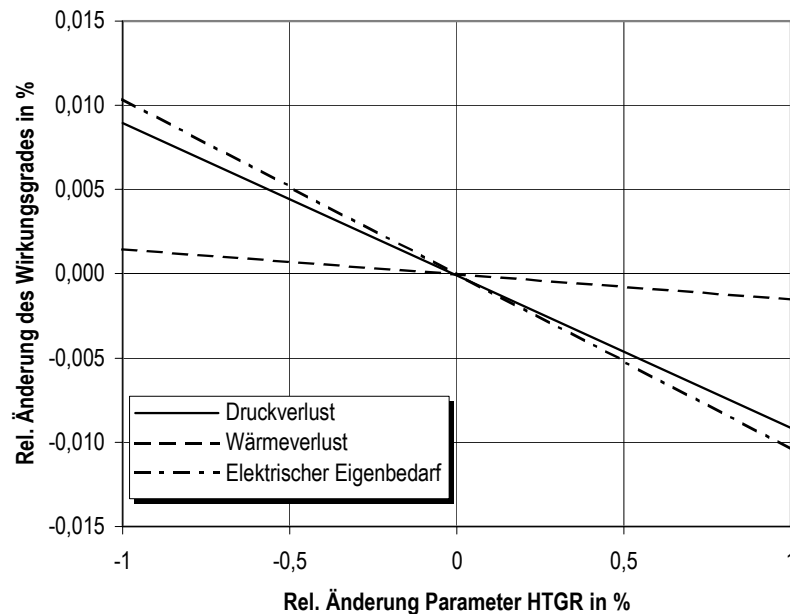
**Bild 5.8:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit vom elektrischen Eigenbedarf der Hochtemperaturgasreinigung (HTGR)

### Vergleich der Einflußparameter

Um eine Rangfolge bezüglich des Einflusses auf den Wirkungsgrad des Kombikraftwerks für die in diesem Abschnitt untersuchten Parameter der HTGR aufstellen zu können, kommt wieder die  $\pm 1$  %-Variation der relativen Änderungen zur Anwendung. Damit auch der elektrische Eigenbedarf in diese Betrachtung mit einbezogen werden kann, ist abweichend vom Basisfall für die Berechnung ein spezifischer elektrischer Eigenbedarf von  $1500 \text{ kWh}/10^6 \text{ m}^3$  (i.N.) angesetzt worden.

Betrachtet man nun die Ergebnisse dieser Variationsrechnung in Bild 5.9, so besitzt der elektrische Eigenbedarf den größten Einfluß der untersuchten Parameter. In der gleichen Größenordnung wirkt sich auch der Druckverlust auf den Wirkungsgrad des Kombiprozesses aus. Aufgrund des geringen spezifischen Wärmeverlustes der HTGR für das Basis Kombikraftwerk und unter der Annahme, daß 90 % der abgegebenen Wärme für den

Abhitzedampfprozeß zurückgewonnen werden können, besitzt dieser Parameter einen untergeordneten Wirkungsgradeinfluß.

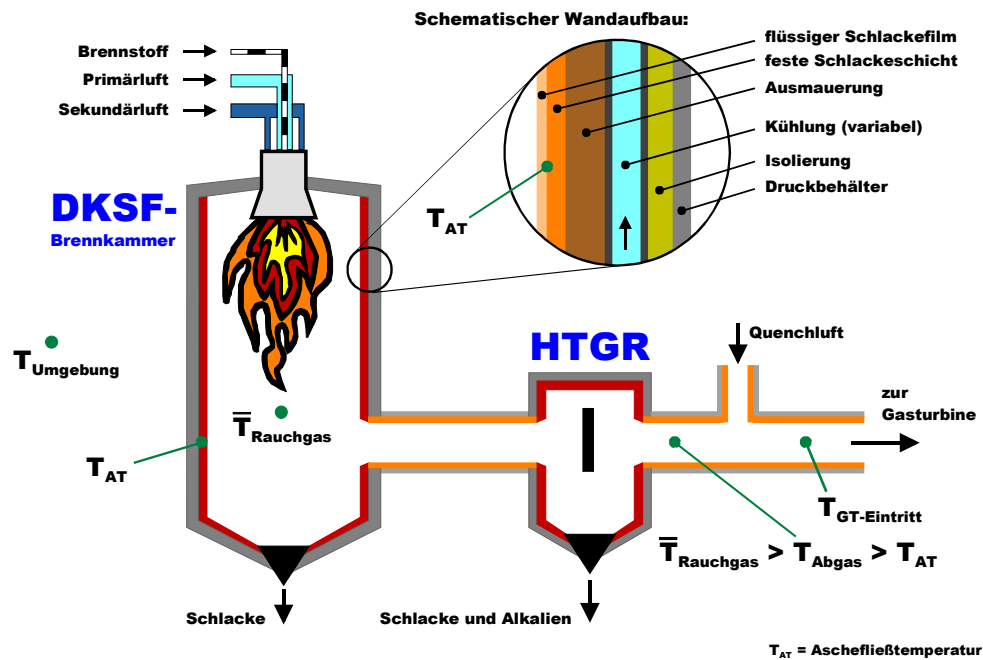


**Bild 5.9:** Vergleich der relativen Änderungen der exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrade in Abhängigkeit der relativen Änderungen der untersuchten Parameter der HTGR: Druck-, Wärmeverlust und elektrischer Eigenbedarf

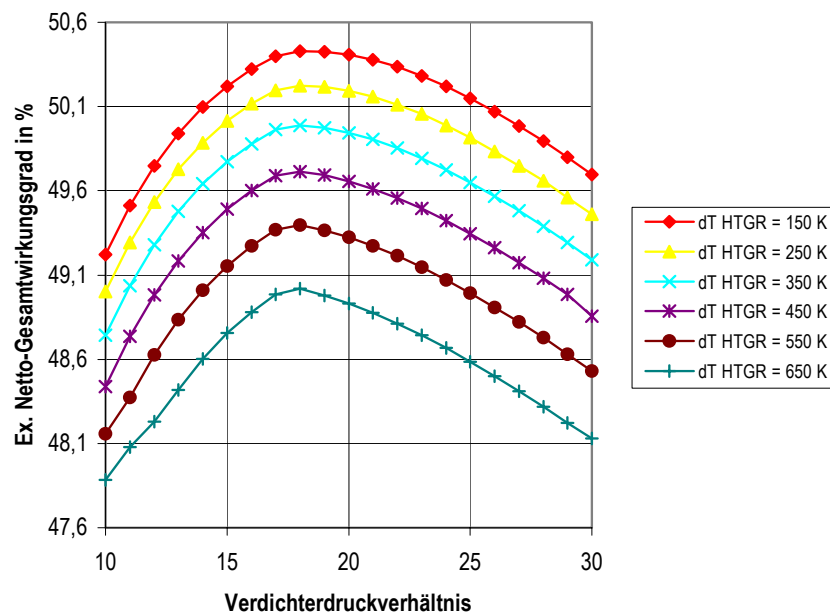
### 5.2.4 Temperaturabstand Rauchgas - Aschefließtemperatur

Durch die Hochtemperaturgasreinigung (HTGR) ergibt sich für das Kombikraftwerk eine weitere interessante Einflußgröße - die Aschefließtemperatur der Einsatzkohle.

Wie in Bild 5.10 zu erkennen ist, sind die entscheidenden Größen für die Ermittlung der Wärmestromdichte an der Innenseite der Brennkammer zum einen die Aschefließtemperatur ( $T_{AT}$ ) und zum anderen die Rauchgastemperatur hinter der HTGR ( $T_{Abgas}$ ). Die Temperatur  $T_{Abgas}$  muß oberhalb der Aschefließtemperatur der eingesetzten Kohle liegen, um einen sicheren Betrieb der HTGR, insbesondere des Flüssigascheabscheiders zu gewährleisten. Aus der Annahme, wie weit die Rauchgastemperatur nach der HTGR oberhalb der Aschefließtemperatur liegen muß, ergibt sich eine Unsicherheit bei der Bestimmung des abzuführenden Wärmestroms aus der Brennkammer. Aus diesem Grund ist in einer Sensitivitätsanalyse diese Temperaturdifferenz durch Anpassen der Luftzahl der Brennkammer von 1435 °C bis 1935 °C variiert worden. Da die Aschefließtemperatur der verwendeten Ens Dorf Steinkohle 1285 °C beträgt, ergibt sich eine Temperaturdifferenz zwischen  $T_{AT}$  und  $T_{Abgas}$ , nachfolgend als  $dT_{HTGR}$  bezeichnet, von 150 K bis 650 K. Das Ergebnis dieser Parametervariation zeigen Bild 5.11 und Bild 5.12. Für das Bild 5.11 wurde neben dem  $dT_{HTGR}$  auch das Verdichterdruckverhältnis von 10 bis 30 variiert. Wie in Bild 5.11 zu erkennen ist, kommt es zu keiner Verschiebung des optimalen Verdichterdruckverhältnisses gegenüber dem Basis Kombikraftwerk.



**Bild 5.10:** Zusammenhang zwischen dem Temperaturabstand des Rauchgases hinter der HTGR und des Asche-Fließpunkts und dem aus der Brennkammer auszukoppelnden Wärmestrom

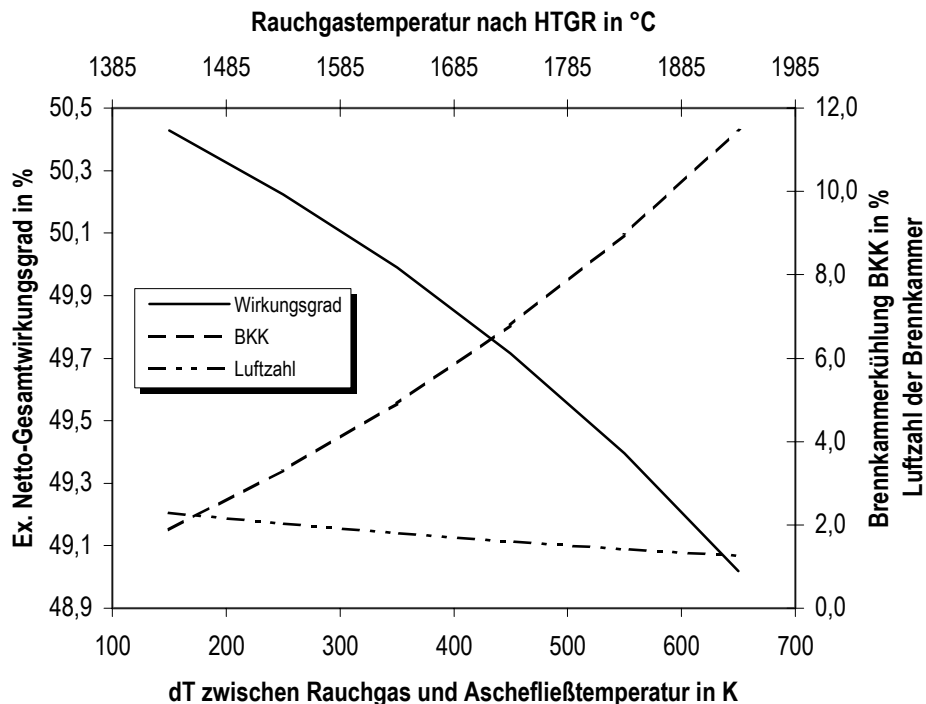


**Bild 5.11:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Temperaturabstand ( $dT_{\text{HTGR}}$ ) zwischen dem Rauchgas nach der HTGR und dem Asche-Fließpunkt der Einsatzkohle und vom Verdichterdruckverhältnis

Aus diesem Grund sind in Bild 5.12 der exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad des Kombiprozesses in Abhängigkeit vom  $dT_{\text{HTGR}}$  bzw. von der Temperatur des Rauchgases nach der HTGR nur für das optimale Verdichterdruckverhältnis aufgetragen. Mit dem Anstieg der Rauchgastemperatur ist ein starker Anstieg des aus der Brennkammer auszukoppelnden Wärmestroms (BKK) verbunden. Ausgehend vom Basisfall nimmt dieser

Wärmestrom von 1,9 % auf 11,5 % zu. In absoluten Zahlen entspricht das einer Wärmestromzunahme von 12,0 MW auf 82,2 MW. Dies hat den hohen Abfall des Wirkungsgrades von 50,4 % um 1,4 %-Punkte auf 49,0 % zur Folge. Die Einhaltung des  $dT_{HTGR}$  ist durch Anpassen der Luftzahl, die dabei von 2,3 auf 1,3 abnimmt, erreicht worden.

Die Ergebnisse zeigen, daß zur Vermeidung von Wirkungsgradverlusten das  $dT_{HTGR}$  auf ein Minimum gehalten werden sollte. Werden allerdings höhere Gasturbineneintrittstemperaturen angestrebt (s. Kap. 6.2.3), so müssen höhere  $dT_{HTGR}$  als beim Basis Kombikraftwerk zugelassen werden. Der oben dargestellte Einfluß auf den Gesamtanlagenwirkungsgrad macht somit deutlich, daß an der Ausführung der DKSF-Brennkammer insbesondere hinsichtlich der Kühlungsproblematik zukünftig noch höhere Anforderungen gestellt werden müssen.



**Bild 5.12:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad, Brennkammerkühlung (BKK) und Luftzahl in Abhängigkeit vom Temperaturabstand zwischen Rauchgas und Aschefließpunkt der Einsatzkohle bzw. von der Rauchgastemperatur am Austritt der Hochtemperaturgasreinigung (HTGR)

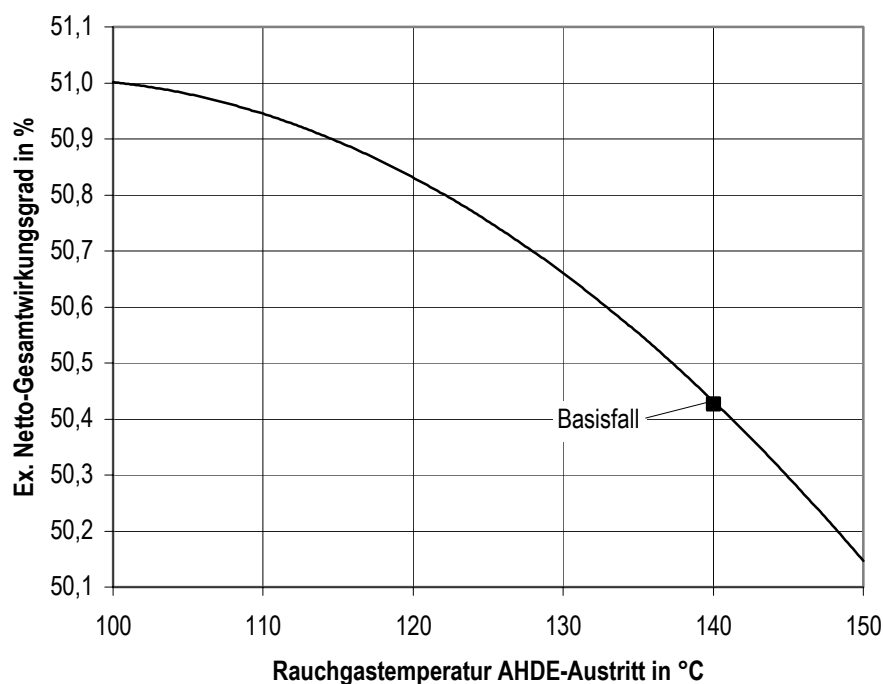
## 5.3 Abhitzedampferzeuger

### 5.3.1 Rauchgastemperatur am Austritt

In den Berechnungsgrundlagen zum Abhitzedampferzeuger (Kap. 3.4.6) ist die Begrenzung der Rauchgastemperatur am Austritt des Abhitzedampferzeugers (AHDE) zur Ver-

meidung der Unterschreitung des Schwefelsäuretaupunkts erläutert worden. Die Berechnung der Taupunkttemperatur nach Gl. (3.24) hat für den Basisfall 128 °C ergeben. Zur Berücksichtigung der Unsicherheit der Gleichung ist die Austrittstemperatur der Rauchgase aus dem AHDE für das Basis Kombikraftwerk auf 140 °C begrenzt worden. Der Einfluß der Festlegung dieser Temperatur auf den exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad wird in Bild 5.13 aufgezeigt.

Dazu ist die Temperatur am AHDE-Austritt von 100 °C bis 150 °C variiert worden. Gleichzeitig ist auch die Speisewassereintrittstemperatur von 140 °C bis 90 °C, jeweils 10 K unterhalb der Rauchgastemperatur, angepaßt worden. Für den Fall, daß ein größerer Sicherheitsabstand zum Schwefelsäuretaupunkt notwendig sein sollte, würde der Wirkungsgrad bei 150 °C um fast 0,3 %-Punkte auf 50,15 % abfallen. Wäre es möglich, beispielsweise durch den Einsatz schwefelsäureresistenter Wärmeübertragermaterialien, die AHDE-Austrittstemperatur bis auf 100 °C abzusenken, so stiege der Wirkungsgrad um mehr als 0,5 %-Punkte auf 51,0 %. Es ist allerdings zu erkennen, daß die Wirkungsgradzunahme mit kleiner werdender Austrittstemperatur abflacht. Eine weitere Absenkung der Rauchgastemperatur konnte mit dem Berechnungsmodell für das Kombikraftwerk nicht erzielt werden. Dies ist auf ein Überangebot an Niedertemperaturwärme aufgrund der Wärmeeinkopplung durch den Luftkühler zurückzuführen. Damit ist der Absenkung der AHDE-Austrittstemperatur eine untere Grenze gesetzt.



**Bild 5.13:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Temperatur des Rauchgases am Austritt des Abhitzedampferzeugers (AHDE)

### 5.3.2 Einfluß der Anzahl der Druckstufen

Der AHDE des Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR hat die Aufgabe, aus dem Wärmestrom des Gasturbinenabgases das Arbeitsmedium für die Dampfturbine bereitzustellen. Ziel der Auslegung des Dampferzeugers ist die Annäherung der wasserdampfseitigen Aufheizkurve an die Abkühlkurve des Rauchgases (s. Kap. 3.4.6). Durch die Anzahl der Verdampferdruckstufen kann die Annäherung der beiden Kurven und damit die Ausnutzung der Gasturbinenabwärme beeinflusst werden. Moderne, erdgasbefeuerte Gas-/Dampfturbinen-Kombikraftwerke (Erdgas GUD) werden üblicherweise mit drei Verdampferdruckstufen ausgelegt. Beim Basis Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR stehen für den Abhitzedampfprozeß folgende Wärmequellen zur Verfügung:

- Gasturbinenabgas 407,7 MW (94,7 %)
- Brennkammerkühlung 11,8 MW (2,7 %)
- Kohletransportluftkühlung 7,4 MW (1,7 %)
- Hochtemperaturgasleitung, -reinigung 3,7 MW (0,9 %)

Der Hauptanteil stammt demnach wie beim Erdgas GUD aus der Abwärme der Gasturbine. Als Wärmesenke steht demgegenüber lediglich das Rauchgas (4,5 MW), welches dem AHDE für die Kohletrocknung entnommen wird.

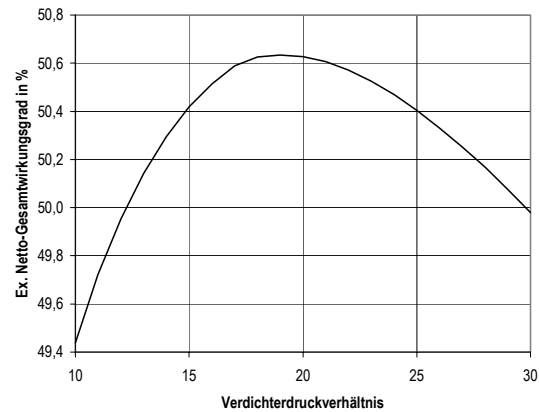
In diesem Abschnitt soll untersucht werden, welchen Einfluß die Anzahl der Verdampferdruckstufen auf den Wirkungsgrad des Kombikraftwerks besitzt. Die maximale Frischdampf Temperatur wurde dabei wie für den Basisfall auf 550 °C und der Frischdampfdruck auf 12 MPa begrenzt. Diese Begrenzung ist aufgrund von Erfahrungswerten ausgeführter GUD-Anlagen angenommen worden. Der Einfluß höherer Frischdampfparameter wird in Kapitel 6.2.4 untersucht. Zur besseren Vergleichbarkeit der Untersuchungsergebnisse wurde die Brennkammerkühlung für alle Prozeßvarianten als Hochdruckverdampfer ausgelegt. Die Dampfturbine besteht in allen Fällen aus HD-, MD- und ND-Teilturbine. Nach der Entspannung in der HD-Teilturbine findet bei allen Auslegungen eine Zwischenüberhitzung statt. Das Druckniveau der Zwischenüberhitzung ist ebenfalls aus Gründen der Vergleichbarkeit so gewählt worden, daß bei vorgegebenen Dampfturbinenwirkungsgraden am Austritt der ND-Teilturbine ein Dampfgehalt von 88 % erreicht wurde.



### 3-Druck Abhitzedampferzeuger

Der Auslegungsrechnung mit einem 3-Druck Abhitzedampferzeuger liegt die Heizflächenanordnung nach Bild 4.11 zugrunde. Das Bild 5.14 zeigt den schon bekannten Verlauf des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads als Funktion des Verdichterdruckverhältnisses der Gasturbine.

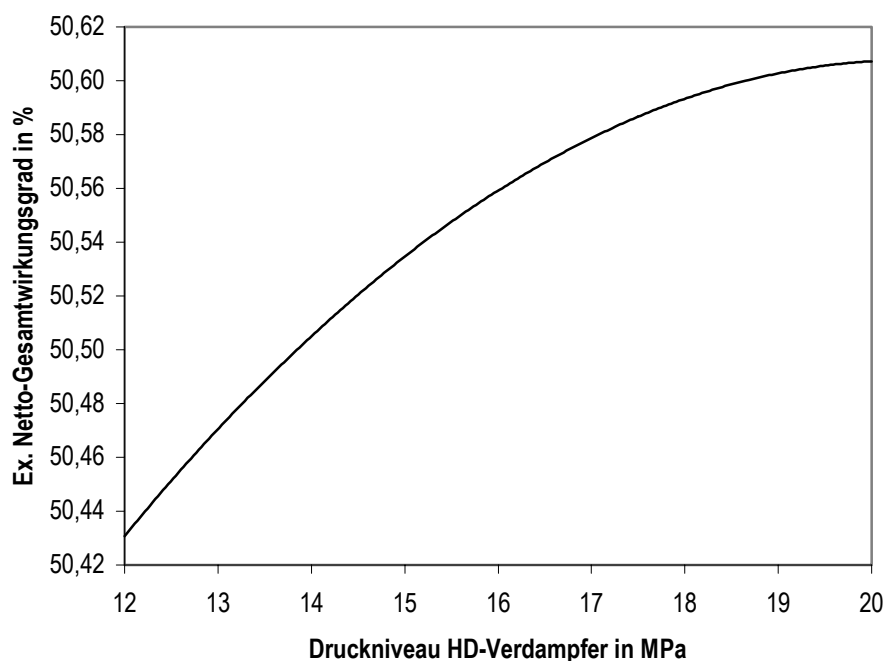
Durch die Integration der Brennkammerkühlung (BKK) als HD-Verdampfer in den Abhitzedampfprozeß kommt es einerseits zu einer Verschiebung des optimalen Verdichterdruckverhältnisses von 18 auf 19 und gleichzeitig zu einem Anstieg des Wirkungsgrads von 50,43 % auf 50,64 %.



**Bild 5.14:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis (3-Druck Abhitzedampferzeuger; BKK als HD-Verdampfer)

Das sich für diese Auslegung ergebende  $\dot{Q}, t$ -Diagramm ist nahezu identisch wie für das Basis Kombikraftwerk (s. Bild 4.15).

Abweichend von der vorgenannten Annahme hinsichtlich der Begrenzung des HD-Verdampferdruckniveaus auf 12 MPa ist in Bild 5.15 der Einfluß dieses Parameters auf den exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad dargestellt. Mit zunehmendem HD-Verdampferdruck ist ein Anstieg des Wirkungsgrads zu erkennen. Ein Maximum des Wirkungsgrads deutet sich für einen Druck oberhalb von 20 MPa an.



**Bild 5.15:** Einfluß des HD-Verdampferdruckniveaus auf den exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad

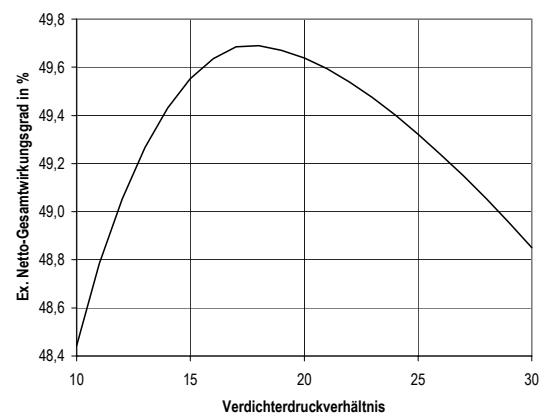
Eine weitere Variation des MD-Verdampfdrucks bzw. des minimalen Dampfgehalts am Austritt der ND-Teilturbine hat gezeigt, daß der maximale exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad bei dem angenommenen Dampfgehalt von 88 % erreicht wird. Der Dampfgehalt am Austritt der ND-Teilturbine stellt sich dabei in Abhängigkeit von den angenommenen Turbinenwirkungsgraden und dem MD-Verdampfdruck ein. Der Druck des ND-Verdampfers ist zu 0,55 MPa angenommen worden.

## 2-Druck Abhitzedampferzeuger

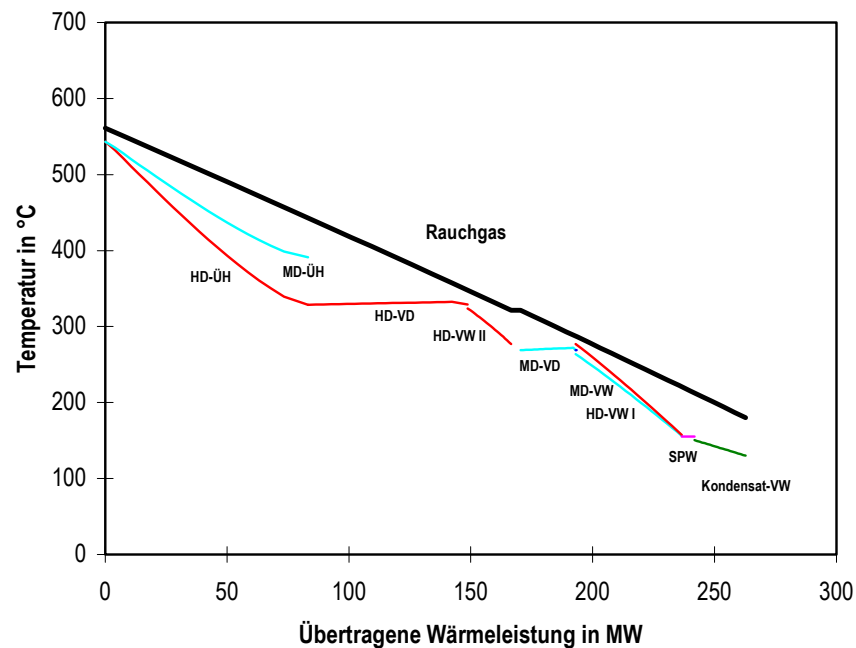
Bei der Auslegung des Kombikraftwerks mit einem 2-Druck Abhitzedampfprozeß, die durch Weglassen des ND-Verdampfers und -Überhitzers (vgl. Bild 4.11) realisiert worden ist, ergibt sich ein optimales Verdichterdruckverhältnis von 18 (Bild 5.16). Der exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad sinkt dabei allerdings auf 49,69 % ab und liegt damit deutlich (0,95 %-Punkte) unterhalb der Variante mit dem 3-Druck Abhitzedampferzeuger.

Die Fläche zwischen der Abkühlkurve des Rauchgases und der Aufheizkurve des Wasser/Dampfes (Bild 5.17) stellt ein Maß für die Exergieverluste bei der Wärmeübertragung im AHDE dar.

Folglich muß für eine optimale Auslegung des Abhitzedampferzeugers diese Fläche minimiert werden. Aus dem Vergleich des  $\dot{Q}, t$ -Diagramms für den AHDE mit 2 Verdampfdruckstufen (Bild 5.17) mit dem für den 3-Druck AHDE (Bild 4.15) läßt sich direkt ablesen, daß die Abwärme der Gasturbine beim 2-Druck AHDE schlechter ausgenutzt wird als beim 3-Druck AHDE. Insbesondere die hohe Austrittstemperatur des Abgases aus dem Kessel von 180 °C gegenüber den 140 °C beim 3-Druck AHDE spiegelt sich in dem deutlichen Wirkungsgradunterschied zwischen den beiden Auslegungen wieder.

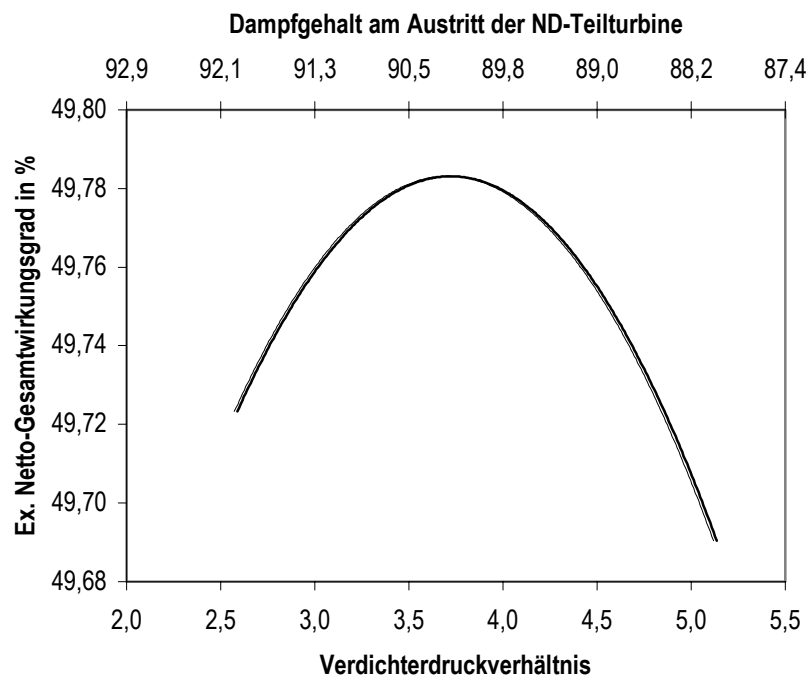


**Bild 5.16:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis (2-Druck Abhitzedampferzeuger; BKK als HD-Verdampfer)



**Bild 5.17:**  $\dot{Q}, t$ -Diagramm des 2-Druck Abhitzedampferzeugers (BKK als HD-Verdampfer)

Für das Kombikraftwerk mit 2-Druck AHDE wurde ebenfalls der Einfluß des Druckniveaus des MD-Verdampfers untersucht. Das Ergebnis dieser Untersuchung zeigt Bild 5.18.



**Bild 5.18:** Einfluß des MD-Verdampferdruckniveaus auf den exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad beim Kombikraftwerk mit 2-Druck Abhitzedampferzeuger

Anhand dieses Diagramms wird deutlich, daß sich der optimale exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad (49,78 %) bei einem MD-Verdampferdruck von 3,7 MPa ergibt. Dadurch steigt der Dampfgehalt am Austritt der ND-Teilturbine auf 90,6 %.

## 1-Druck Abhitzedampferzeuger

Beim Übergang zum 1-Druck AHDE entfallen zusätzlich noch der MD-Vorwärmer und -Verdampfer (vgl. Bild 4.11). Dies ist der Grund, weswegen in diesem Abschnitt die Prozesse mit einer Brennkammerkühlung als HD-Verdampfer ausgelegt worden sind.

Für das Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR mit 1-Druck AHDE ergibt sich für die Variation des Verdichterdruckverhältnisses das Ergebnis nach Bild 5.19.

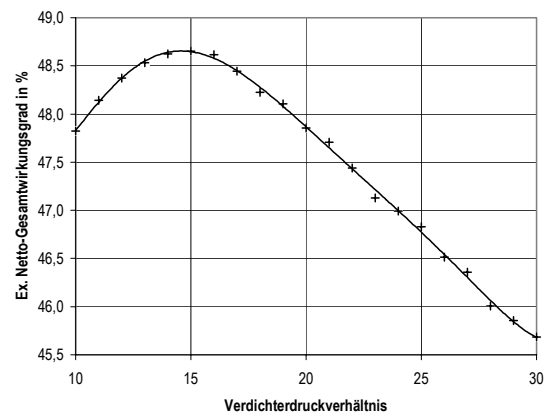
Der unstetige Verlauf der Kurve ist darauf zurückzuführen, daß die Austrittstemperatur des Rauchgases<sup>19</sup> aus dem AHDE mit zunehmendem Verdichterdruckverhältnis angehoben wurde, um die Energiebilanz des AHDE lösen zu können. Eine bessere Anpassung dieser Temperatur hätte zu einem stetigeren Kurvenverlauf geführt. Zur Reduzierung des Rechenaufwandes ist statt dessen eine Ausgleichskurve in das Diagramm eingezeichnet worden, welche das optimale Verdichterdruckverhältnis bei etwa 15 ausweist. Bei diesem Verdichterdruckverhältnis ergibt sich ein exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad von ca. 48,65 %.

Damit fällt der Wirkungsgrad gegenüber der 2-Druck Variante nochmals um 1,0 %-Punkte und im Vergleich zur Auslegung mit einem 3-Druck AHDE sogar um 1,99 %-Punkte.

Im  $\dot{Q}, t$ -Diagramm des 1-Druck AHDE spiegelt sich die hohe Abnahme des Wirkungsgrades anschaulich wieder. Die Fläche zwischen der Abkühl- und Aufheizkurve hat sehr stark zugenommen.

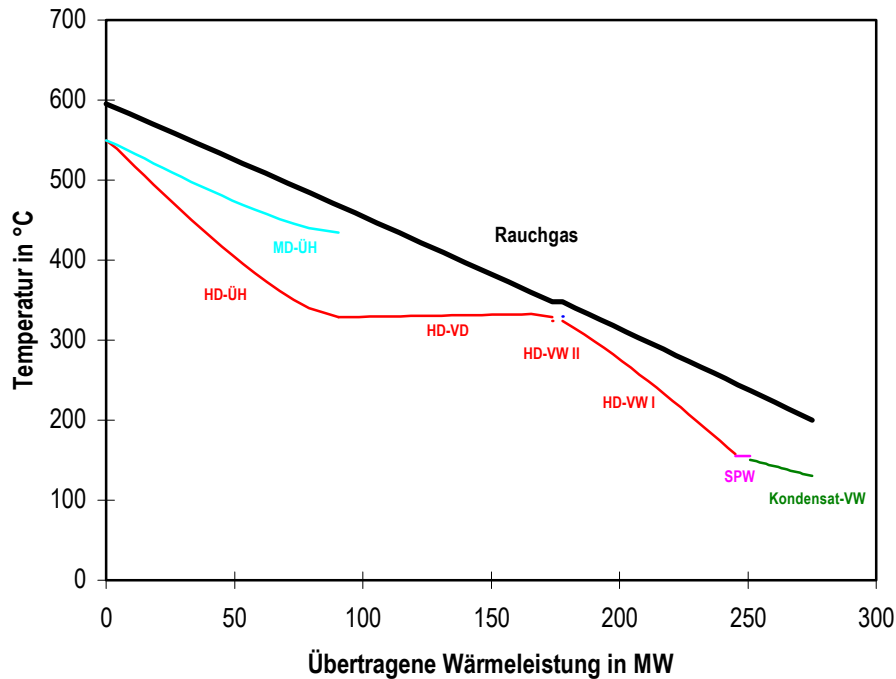
Besonders deutlich zu erkennen ist der nochmals gestiegene Abgasverlust durch die Zunahme der Rauchgastemperatur auf 220 °C am Austritt des AHDE.

Eine bessere Anpassung der beiden Kurvenverläufe könnte durch einen überkritischen Dampfkraftprozeß erreicht werden. Untersuchungen nach Kloster [KLO99] haben allerdings gezeigt, daß ein überkritischer Dampfkraftprozeß nur dann Vorteile ergeben, wenn eine zusätzliche Wärmequelle für die Zwischenüberhitzung des Dampfes vorhanden ist. Ohne diese Wärmequelle bzw. ohne Zwischenüberhitzung würde der Abdampf der ND-Teilturbine den Mindestdampfgehalt von 88 % unterschreiten.



**Bild 5.19:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis (1-Druck Abhitzedampferzeuger; BKK als HD-Verdampfer)

<sup>19</sup> in Schritten von 10 K ab einem Verdichterdruckverhältnis von 16



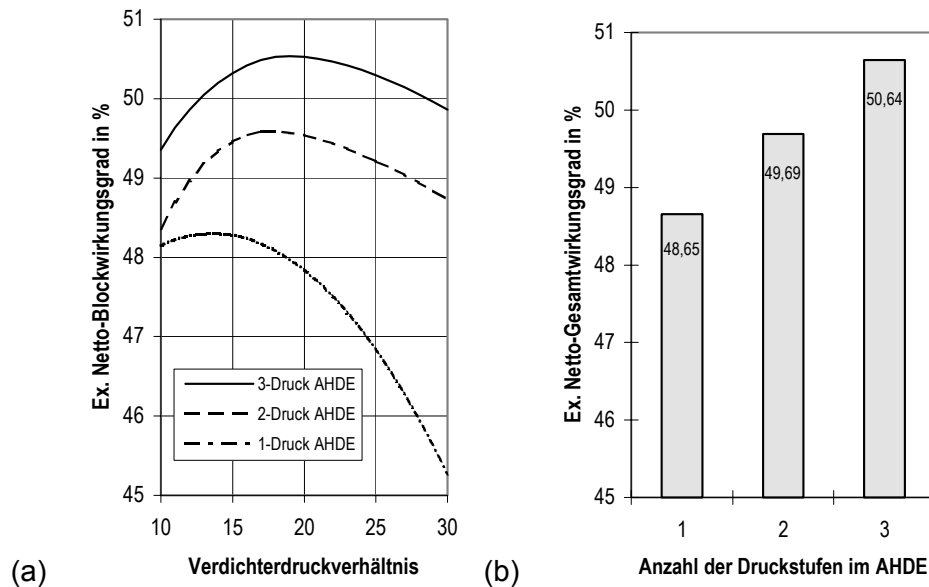
**Bild 5.20:**  $\dot{Q}, t$ -Diagramm des 1-Druck Abhitzedampferzeigers (BKK als HD-Verdampfer)

### Vergleich des Einflusses der Anzahl der Druckstufen

Bild 5.21 (a) zeigt noch einmal die Verschiebung des optimalen Verdichterdruckverhältnisses der Gasturbine in Abhängigkeit von der gewählten Anzahl der Verdampferstufen des Abhitzedampferzeigers. Mit sinkender Anzahl der Verdampferdruckstufen fällt auch das optimale Verdichterdruckverhältnis von 19 (3-Druck) auf 18 (2-Druck) bzw. 15 (1-Druck).

Wie aufgrund der geringen Anzahl an Wärmequellen und -senken zu erwarten, ergibt sich für die Auslegung des Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR nach Bild 5.21 (b) mit einem 3-Druck AHDE der höchste exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad (50,64 %). Durch die Wahl eines 2-Druck AHDE ergibt sich wegen der höheren Abgasverluste nur noch ein Wirkungsgrad von 49,69 %. Mit einem 1-Druck AHDE fällt der Wirkungsgrad auf 48,65 % ab. Im Vergleich zur 3-Druck Auslegung nimmt der Wirkungsgrad folglich um 1,9 % (2-Druck) bzw. 3,9 % (1-Druck) ab.

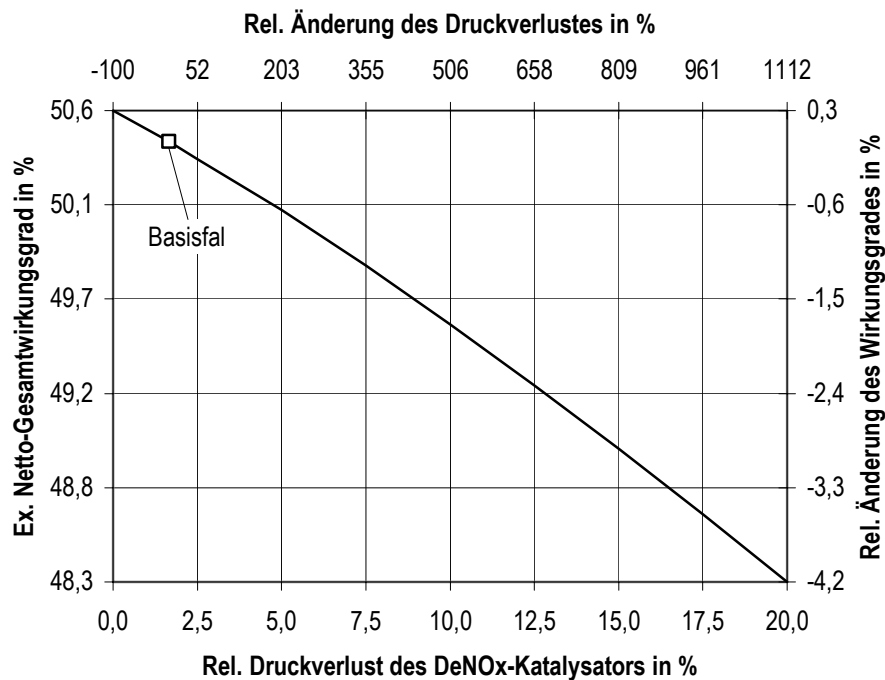
Durch den Wegfall der Verdampfer beim 2- bzw. 1-Druck AHDE würde sich der rauchgasseitige Druckverlust im AHDE verringern. Dies hätte zur Folge, daß der Austrittsdruck der Gasturbine weiter abgesenkt werden könnte, wodurch dessen Leistung und damit der Kraftwerkswirkungsgrad ansteigen würde. Da dieser Einfluß bei den Berechnungen vernachlässigt worden ist, fallen die Wirkungsgrade für die Auslegungen mit den 2- und 1-Druck AHDE etwas zu niedrig aus. An der Rangfolge hinsichtlich des höchsten Wirkungsgrades ändert dieser Sachverhalt allerdings nichts.



**Bild 5.21:** Vergleich des Einflusses der Anzahl der Druckstufen im Abhitzedampferzeuger (AHDE):  
 (a) Auswirkung auf das optimale Verdichterdruckverhältnis der Gasturbine;  
 (b) Verringerung der Exergieverluste im Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR

## 5.4 Druckverlust bei der Gasturbinenabhitzennutzung

Exemplarisch für die Druckverluste, die nach der Gasturbine entstehen, soll der Wirkungsgradeinfluß, der durch den DeNO<sub>x</sub>-Katalysator hervorgerufen wird, näher untersucht werden. In Abhängigkeit von den Randbedingungen in der DKSF-Brennkammer entsteht während der Verbrennung insbesondere thermisches NO<sub>x</sub>. Beim derzeitigen Entwicklungsstand des Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR können nur Prognosen über die zu erwartenden NO<sub>x</sub>-Konzentrationen gemacht werden. Zur Einhaltung der gültigen Emissionsgrenzwerte muß voraussichtlich ein DeNO<sub>x</sub>-Katalysator in den Abhitzedampferzeuger integriert werden. Der Einfluß dieses Katalysators auf den Anlagenwirkungsgrad ist durch Variation des relativen Druckverlustes in den Grenzen von 0 % bis 20 % abgeschätzt worden (Bild 5.22). Der obere Grenzwert stellt dabei keine realistische Annahme für den relativen Druckverlust in einem DeNO<sub>x</sub>-Katalysator dar und soll lediglich für den nachfolgenden Vergleich mit den Untersuchungen zum relativen Druckverlust in der HTGR (Kap. 5.2.1) dienen.

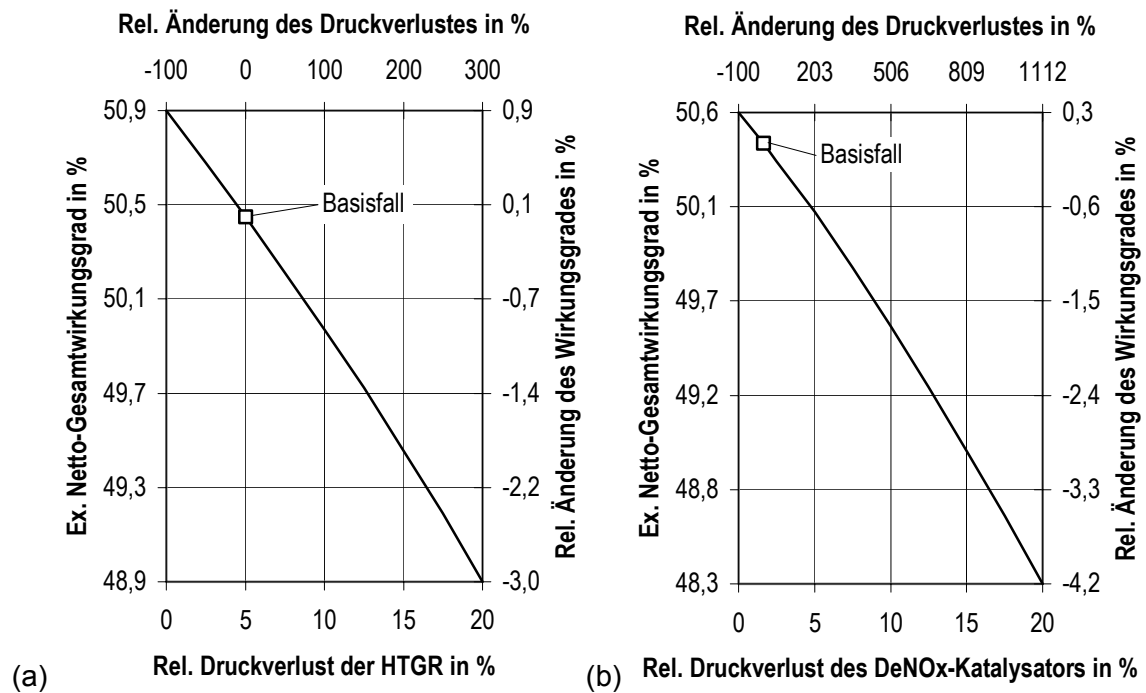


**Bild 5.22:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrade unter der Annahme unterschiedlicher relativer Druckverluste im DeNO<sub>x</sub>-Katalysator

Wäre kein Katalysator zur Entstickung der Rauchgase erforderlich, so stiege der exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad um fast 0,2 %-Punkte bzw. 0,3 % auf 50,6 %. Unterstellt man dagegen einen theoretischen, relativen Druckverlust von 20 % so fällt der Wirkungsgrad um 2,1 %-Punkte oder 4,2 % auf 48,2 %. Der relative Druckverlust von 20 % wäre mit einem absoluten Druckverlust von etwa 26,4 kPa verbunden — zum Vergleich: für den Basisfall ergibt sich ein absoluter Druckverlust von ca. 1,8 kPa. Der starke Abfall des Anlagenwirkungsgrads wird durch die Abnahme der Leistung der Gasturbine hervorgerufen. Die sinkende Leistung resultiert aus der notwendigen Anhebung des Austrittsdruckes der Gasturbine zur Überwindung der nachfolgenden Druckverluste im AHDE.

Einen interessanten Vergleich zwischen den Einflüssen auf den exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad, die durch die Druckverluste vor (HTGR) und nach (DeNO<sub>x</sub>-Katalysator) der Gasturbine hervorgerufen werden, zeigt Bild 5.23. Dort sind die Variationsergebnisse aus Kap. 5.2.1 (Bild 5.6) und aus diesem Abschnitt (Bild 5.22) nebeneinander dargestellt.

Aus diesem Vergleich kann man erkennen, daß sich ein relativer Druckverlust hinter der Gasturbine stärker auf den Anlagenwirkungsgrad auswirkt als der Druckverlust in der HTGR vor der Gasturbine. So führt der Anstieg des relativen Druckverlustes in der HTGR auf 20 % zu einem exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad von 48,9 %. Würde der relative Druckverlust im DeNO<sub>x</sub>-Katalysator ebenfalls auf 20 % ansteigen, so fiel der Wirkungsgrad bis auf 48,3 %, d.h. 0,6 %-Punkte oder 1,2 % niedriger im Vergleich zum Wirkungsgrad durch den Druckverlust vor der Gasturbine.



**Bild 5.23:** Vergleich des Einflusses von Druckverlusten vor und nach der Gasturbine:

(a) Druckverlust HTGR

(b) Druckverlust DeNOx-Katalysator



## 6 Entwicklungspotential der steinkohlenbefeuerten Kraftwerksprozesse

Nachdem im vorangegangenen Kapitel die Sensitivität einzelner Prozeßparameter untersucht worden ist, soll in diesem Kapitel das Entwicklungspotential der in dieser Arbeit untersuchten Kraftwerkskonzepte aufgezeigt werden. Zunächst wird dazu der Einfluß wirkungsgradsteigernder Maßnahmen, wie z.B. die Anhebung von Frischdampfparametern beim Dampfkraftwerk oder der Einfluß unterschiedlicher Brennkammerkühlmedien beim Kombikraftwerk, analysiert. Zusammenfassend werden in Kap. 6.1.5 und 6.2.5 die Berechnungsergebnisse zweier Zukunftsszenarien dargestellt, die eine Aussage über das mittel- bis langfristige Entwicklungspotential der beiden steinkohlenbefeuerten Kraftwerkskonzepte liefern sollen.

### 6.1 Dampfkraftwerk mit überkritischen Frischdampfparametern

Wie bereits in Kap. 2.1 beim Stand der Technik erläutert, wird dem konventionellen, steinkohlenbefeuerten Dampfkraftwerk noch ein hohes Entwicklungspotential zugeschrieben. Neben einer weiteren Anhebung der Kesselspeisewassereintrittstemperatur verspricht insbesondere die Erhöhung der Frischdampfparameter noch deutliche Wirkungsgradsteigerungen. Zusätzlich sind aber auch der Einfluß durch Verbesserung einzelner Anlagenkomponenten und die Einführung einer doppelten Zwischenüberhitzung untersucht worden. Diese Verbesserungspotentiale sollen im folgenden anhand des Referenz Steinkohledampfkraftwerks nachgewiesen werden.

#### 6.1.1 Komponentenwirkungsgrade

Ausgehend vom Referenz Steinkohledampfkraftwerk soll untersucht werden, welchen Einfluß die Wirkungsgrade verschiedener Anlagenkomponenten auf den Gesamtprozeß, insbesondere auf dessen Wirkungsgrad, besitzen. Dazu sind die Wirkungsgrade verschiedener Anlagenkomponenten in einem großen Bereich variiert worden (Tabelle 6.1).

Die Ergebnisse (Bilder C.1 bis C.5) und weitere Erläuterungen zu den einzelnen Variationen sind in Anhang C dargestellt.

Damit die Ergebnisse der Variationen der verschiedenen Komponentenwirkungsgrade hinsichtlich ihres Einflusses auf den Wirkungsgrad des Kraftwerksprozesses besser miteinander verglichen werden können sind weitere Variationen durchgeführt worden. Ausgehend von einer relativen Änderung der Komponentenwirkungsgrade<sup>20</sup> von  $\pm 1\%$  sind die zugehörigen relativen Änderungen des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrades<sup>20</sup> ermittelt

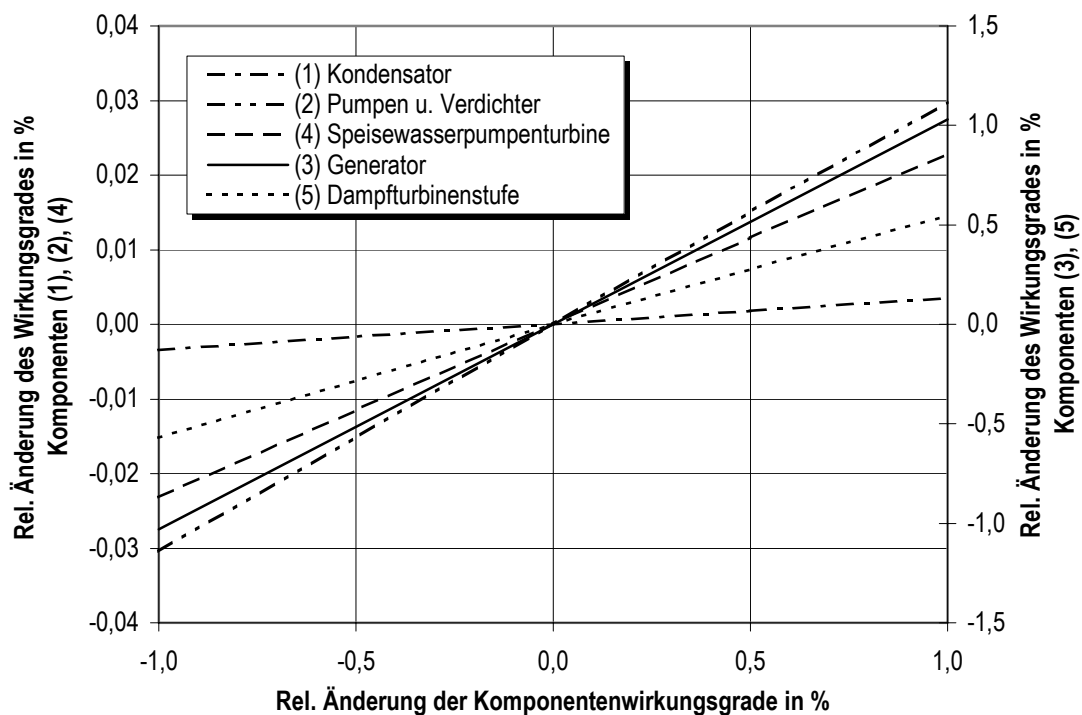
---

<sup>20</sup> jeweils bezogen auf den Referenzfall

und in Bild 6.1 eingetragen worden. Die Ergebnisse für die Komponentenwirkungsgrade (1), (2) und (4) sind dabei an der linken, die für (3) und (5) an der rechten Ordinate abzulesen.

**Tabelle 6.1:** Variationsbereich der Wirkungsgrade verschiedener Anlagenkomponenten des Steinkohledampfkraftwerks

Anlagenkomponenten	Variationsuntergrenze	Variationsobergrenze
Pumpen und Verdichter	80,0 %	90,0 %
Dampfturbinenstufe	89,0 %	94,0 %
Generator	98,5 %	98,9 %
Speisewasserpumpenturbine	83,0 %	93,0 %
Kondensatorgrädigkeit	0,5 K	2,5 K



**Bild 6.1:** Vergleich der relativen Änderung des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads in Abhängigkeit von der relativen Änderung der Komponentenwirkungsgrade

Durch diesen Vergleich wird die Rangfolge, welche Komponente den höchsten Einfluß auf den exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad besitzt, erkennbar:

- (4) Generator,
- (5) Dampfturbinenstufe,
- (2) Pumpen und Verdichter,
- (3) Speisewasserpumpenturbine,

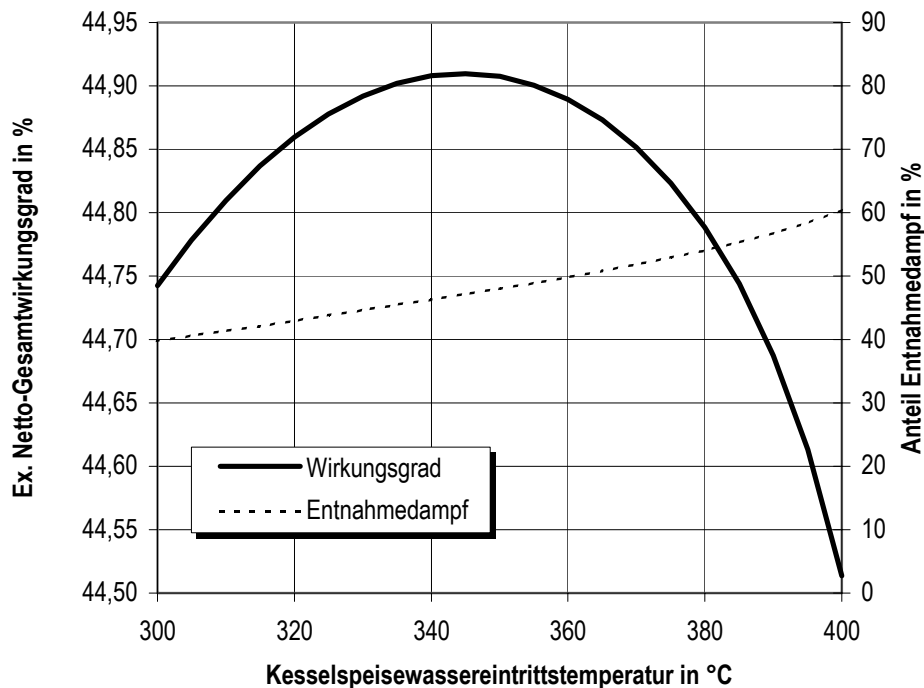
- (1) Kondensator.

Die Skalierung der beiden Ordinaten zeigt weiterhin, daß der Einfluß der Wirkungsgrade der Parameter 1 (Kondensator) und 2 (Pumpen und Verdichter) um den Faktor zehn niedriger ausfällt als bei den anderen Variationsparametern.

### 6.1.2 Anhebung der Speisewassereintrittstemperatur

Durch die Speisewasservorwärmung verringert sich der Temperaturabstand zwischen Wasser und Rauchgas im Dampferzeuger, wodurch der Exergieverlust bei der Wärmeübertragung kleiner wird. Aufgrund der Speisewasservorwärmung verläßt das Rauchgas den Dampferzeuger mit einer Temperatur oberhalb der Vorwärmtemperatur. Zur Vermeidung von Abgasverlusten wird die regenerative Speisewasservorwärmung mit der Vorwärmung der Verbrennungsluft kombiniert. Im Luftvorwärmer kühlt sich das Abgas auch bei Anwendung einer Speisewasservorwärmung auf eine niedrige Temperatur ab, die durch den Schwefelsäuretaupunkt und nicht durch die Vorwärmtemperatur des Speisewassers bestimmt wird.

Da im Speisewasservorwärmer, ebenso wie im Dampferzeuger, Wärme bei endlichen Temperaturdifferenzen übertragen wird, tritt hier ein neuer Exergieverlust auf, der mit steigender Vorwärmtemperatur größer wird. Mit zunehmender Vorwärmtemperatur verringert sich die Nutzarbeit der Dampfturbine mit steigendem Bedarf an Entnahmedampf für die Speisewasservorwärmung stärker als die Verminderung der Exergieverluste im Dampferzeuger. Dadurch erreicht der Gesamtwirkungsgrad des Kraftwerks bei einer bestimmten Vorwärmtemperatur ein Maximum (Bild 6.2). Für die gewählten Dampfparameter des Frischdampfes (27,5 MPa, 600 °C) bzw. des Dampfes nach der Zwischenüberhitzung (5,8 MPa, 625 °C) ergibt sich eine optimale Speisewasservorwärmtemperatur von 345 °C. Ein Überschreiten dieser optimalen Vorwärmtemperatur ist sinnlos, da dann die Verringerung des Exergieverlusts im Dampferzeuger durch die Zunahme der Exergieverluste in der Vorwärmung aufgezehrt wird. Die Exergieverluste in der Vorwärmung lassen sich durch die Anzahl der Vorwärmer reduzieren. Da mit zunehmender Anzahl an Vorwärmern die Verringerung der Exergieverluste kleiner wird, wird die Höchstzahl durch wirtschaftliche Gründe bestimmt. Dem Bild 6.2 liegen neun Speisewasservorwärmer zugrunde.



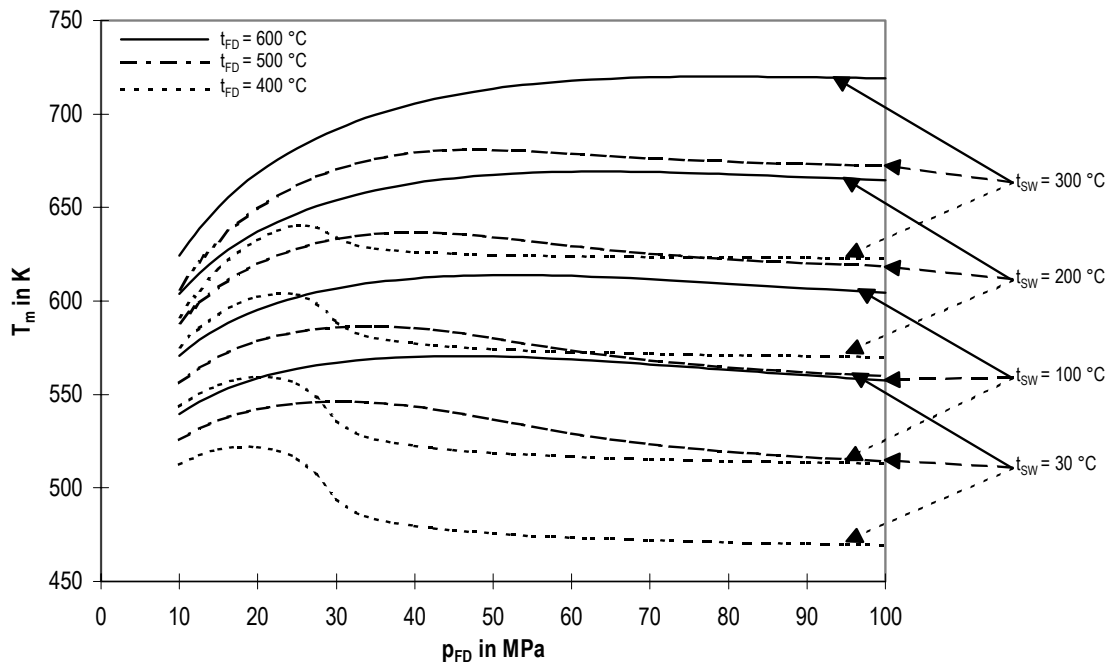
**Bild 6.2:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad und prozentualer Anteil des Entnahmedampfes zur Speisewasservorwärmung in Abhängigkeit von der Speisewasservorwärmtemperatur

Im Gegensatz zum Referenz Steinkohledampfkraftwerk liegt die optimale Kesselspeisewassereintrittstemperatur um 45 °C höher und würde zu einem exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad von 44,91 % führen — 0,17 %-Punkte besser als beim Referenzfall.

### 6.1.3 Steigerung der Frischdampfparameter

Die Festlegung der Frischdampfparameter eines Dampfkraftwerks ergibt sich aus den im Dampferzeuger eingesetzten Werkstoffen. Kriterien für die Begrenzung der Temperatur und des Drucks sind dabei werkstoffspezifische Eigenschaften wie Festigkeit, Zähigkeit und Hochtemperaturkorrosion.

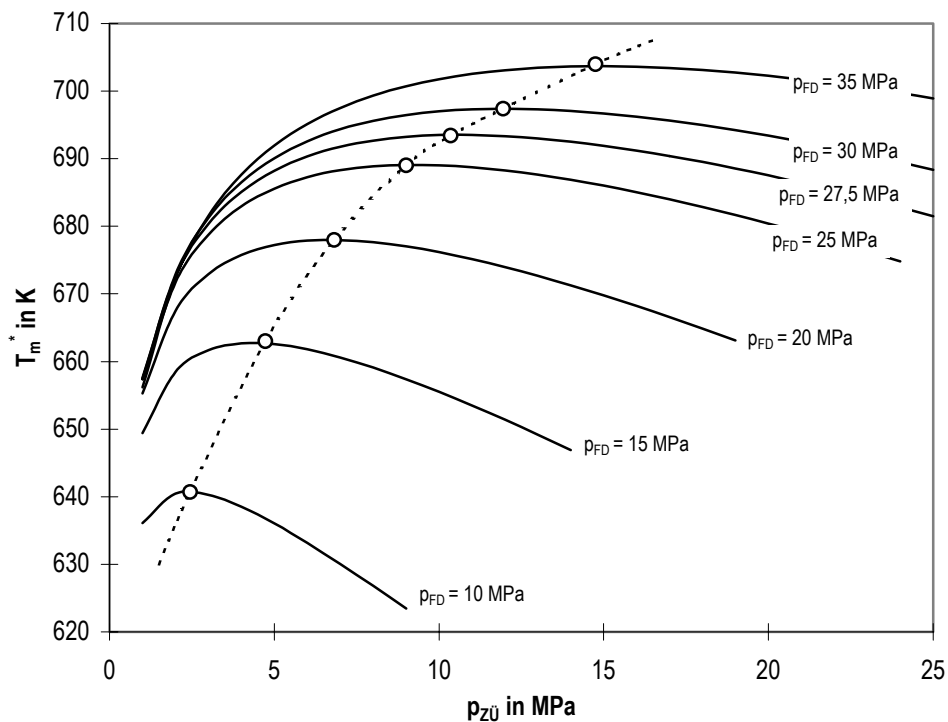
Aus thermodynamischer Sicht führt die Anhebung der Frischdampfparameter zu einem Anstieg der thermodynamischen Mitteltemperatur der Wärmeaufnahme und damit zu einer Verringerung der Exergieverluste bei der Wärmeübertragung im Dampferzeuger. Nach Baehr [BAE96] existiert zu jeder Frischdampf Temperatur ein optimaler Frischdampfdruck, bei dem die thermodynamische Mitteltemperatur ein Maximum annimmt. Bild 6.3 zeigt die Abhängigkeit der thermodynamischen Mitteltemperatur ( $T_m$ ) von der Speisewassereintrittstemperatur ( $t_{SW}$ ), der Frischdampf Temperatur ( $t_{FD}$ ) und dem Frischdampfdruck ( $p_{FD}$ ) für eine einfache Dampfkraftanlage ohne Zwischenüberhitzung.



**Bild 6.3:** Thermodynamische Mitteltemperatur ( $T_m$ ) der Wärmeaufnahme für verschiedene Speiswassereintrittstemperaturen ( $t_{SW}$ ) und Frischdampftemperaturen ( $t_{FD}$ ) als Funktion des Frischdampfdrucks ( $p_{FD}$ )

Das Diagramm zeigt sehr deutlich, daß sich mit steigender Speiswassereintrittstemperatur (30 °C bis 300 °C) das Maximum der thermodynamischen Mitteltemperatur zu höheren Frischdampfdrücken verschiebt. Steigt gleichzeitig auch die Frischdampftemperatur, so wird die maximale thermodynamische Mitteltemperatur erst bei sehr hohen Frischdampfdrücken erreicht. Für eine Speiswassereintrittstemperatur von 300 °C und einer Frischdampftemperatur von 600 °C erhält man die maximale thermodynamische Mitteltemperatur beispielsweise erst bei einem Frischdampfdruck von ca. 70 MPa. Dieses Ergebnis zeigt, daß hinsichtlich eines thermodynamischen Optimums immer die höchsten Frischdampfparameter, die von der Werkstoffseite zugelassen werden können, gewählt werden sollten.

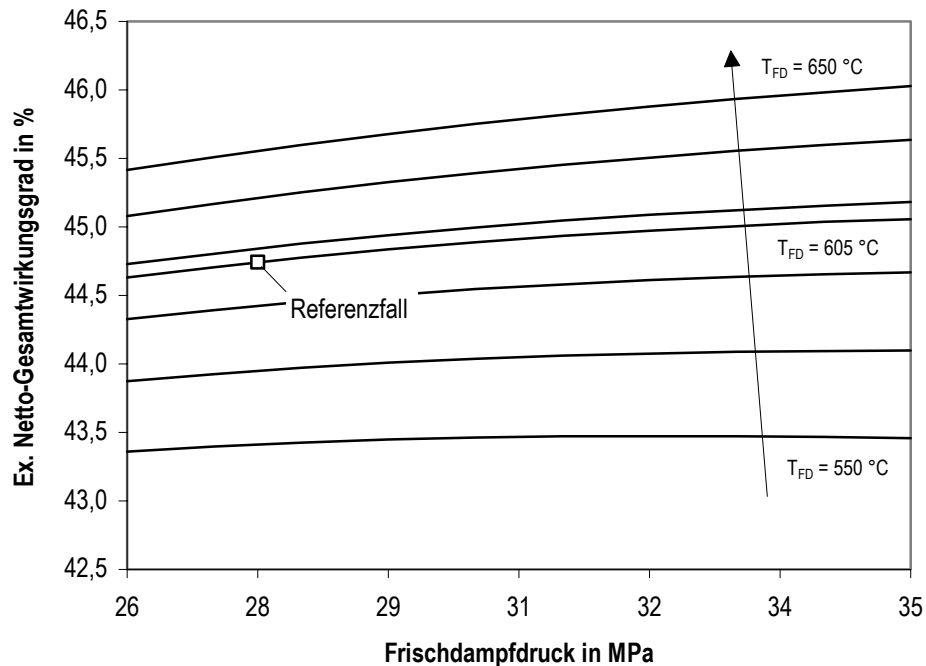
Durch eine Zwischenüberhitzung (ZÜ) kann die in Bild 6.3 dargestellte thermodynamische Mitteltemperatur weiter gesteigert werden. Die Temperatur der ZÜ hängt wiederum von dem im Dampferzeuger eingesetzten Werkstoffen ab und liegt für das Referenz Steinkohledampfkraftwerk 20 K oberhalb der Frischdampftemperatur. In Abhängigkeit vom Frischdampfdruck und dem Druck der ZÜ ergibt sich bei vorgegebener Speiswassereintrittstemperatur ( $t_{SW} = 300^\circ\text{C}$ ), Frischdampftemperatur ( $t_{FD} = 605^\circ\text{C}$ ) bzw. ZÜ-Temperatur ( $t_{ZÜ} = 625^\circ\text{C}$ ) ein Maximum der thermodynamischen Mitteltemperatur mit ZÜ ( $T_m^*$ , s. Bild 6.4). Für das Diagramm in Bild 6.4 ist eine HD-Dampfturbine mit einem isentropen Wirkungsgrad von 0,9 unterstellt worden.



**Bild 6.4:** Thermodynamische Mitteltemperatur ( $T_m^*$ ) der Wärmeaufnahme mit einer Zwischenüberhitzung für  $t_{SW} = 300^\circ\text{C}$ ,  $t_{FD} = 605^\circ\text{C}$  und  $t_{ZÜ} = 625^\circ\text{C}$  in Abhängigkeit des Frischdampfdrucks ( $p_{FD}$ ) und des Zwischenüberhitzerdrucks ( $p_{ZÜ}$ )

In Bild 6.4 ist eine Verschiebung des optimalen ZÜ-Drucks ( $p_{ZÜ}$ ), bei dem  $T_m^*$  ein Maximum annimmt, mit zunehmendem Frischdampfdruck zu erkennen. Anhand der Kurve für einen Frischdampfdruck von 27,5 MPa kann man ablesen, daß der optimale ZÜ-Druck über 10 MPa liegen müßte. Bei solch hohen Drücken würde allerdings der minimal zulässige Dampfgehalt am Austritt der ND-Teilturbine (88 %) unterschritten. Aus diesem Grund ist der ZÜ-Druck so angenommen worden, daß sich am Austritt der ND-Dampfturbine ein Dampfgehalt von 88 % einstellt.

Das Referenzdampfkraftwerk ist mit den Frischdampfparametern  $605^\circ\text{C}/27,5$  MPa und  $625^\circ\text{C}$  (ZÜ) ausgelegt worden. Gegenüber den zuletzt in Deutschland errichteten Dampfkraftwerken (Kraftwerk Rostock  $545^\circ\text{C}/26,2$  MPa/ $562^\circ\text{C}$  (ZÜ)) entspricht dies einer Steigerung der Frischdampf-temperatur um 60 K bzw. 11 %. Der Frischdampfdruck ist dagegen nur um etwa 5 % (1,3 MPa) angehoben worden. Um zu zeigen, welche Auswirkung die Erhöhung der Frischdampfparameter auf den exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad des Steinkohledampfkraftwerks hat, sind diese ausgehend vom Stand des Kraftwerks Rostock variiert worden. Das Ergebnis dieser Variation ist in Bild 6.5 dargestellt. Die ZÜ-Temperatur ist dabei so angenommen worden, daß sie immer 20 K über der Frischdampf-temperatur liegt.



**Bild 6.5:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit des Frischdampfdrucks und der Frischdampf Temperatur

Es zeigt die Abhängigkeit des Wirkungsgrades einerseits vom Frischdampfdruck, der in den Grenzen von 26 MPa bis 35 MPa variiert worden ist, und andererseits von der Frischdampf Temperatur, dessen Variationsgrenzen von 550 °C bis 650 °C verlaufen. Anhand dieses Diagramms kann man eindeutig den höheren Einfluß der Frischdampf Temperatur auf den Wirkungsgrad ablesen. Bei einer konstanten Frischdampf Temperatur von 550 °C beispielsweise steigt der exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad nur moderat von 43,4 % (Frischdampfdruck 26 MPa) auf 43,5 % (35 MPa) an. Betrachtet man dagegen die Wirkungsgradzunahme durch Erhöhung der Temperatur bei einem Frischdampfdruck von 30 MPa, so steigt der Wirkungsgrad ausgehend von 43,5 % (550 °C) bis auf 45,8 % (650 °C). Durch gleichzeitige Anhebung von Temperatur und Druck auf 650 °C und 35 MPa kann der Wirkungsgrad bis auf 46,0 % angehoben werden und läge damit 1,3 %-Punkte über dem Anlagenwirkungsgrad des Referenz Steinkohledampfkraftwerks.

Betrachtet man die Exergieverluste bei der Wärmeübertragung im Dampferzeuger, so läßt sich daraus die Erklärung für den Einfluß der Frischdampfparameter auf den Kraftwerkswirkungsgrad ableiten. Diese betragen bei 550 °C / 26 MPa 21,9 % des gesamten Exergieinputs und verringern sich mit Zunahme von Druck und Temperatur auf 19,1 % (650 °C / 35 MPa).

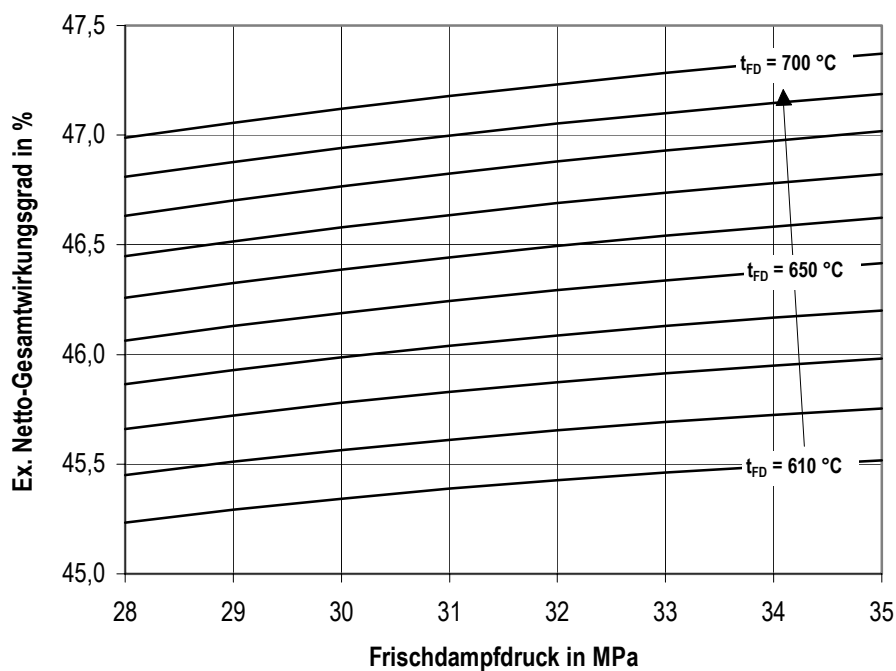
#### 6.1.4 Doppelte Zwischenüberhitzung

Neben der Anhebung der Frischdampfparameter existiert noch die Möglichkeit den Kraftwerksprozeß durch eine zweite Zwischenüberhitzung zu verbessern. Diese Maßnahme ist

allerdings mit einem höheren apparativen Aufwand, der sich entsprechend in dem Kostenaufwand für das Kraftwerk widerspiegeln würde, verbunden.

Der Untersuchung des Einflusses einer sogenannten doppelten Zwischenüberhitzung liegt zugrunde, daß die Temperatur nach der zweiten Überhitzung auf das gleiche Niveau angehoben wird, wie nach der ersten Überhitzung. Diese Temperaturen liegen immer 20 K oberhalb der Frischdampf Temperatur. In Bild 6.6 ist der Einfluß der Auslegungsrechnungen auf den exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad zu sehen.

Da in deutschen Dampfkraftwerken der Einsatz einer zweiten Zwischenüberhitzung bisher nicht üblich war, ist der Frischdampfdruck von 28 MPa bis 35 MPa und die Temperatur von 610 °C bis 700 °C variiert worden, um das zukünftige Entwicklungspotential abschätzen zu können.



**Bild 6.6:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit des Frischdampfdruckes und der Frischdampf Temperatur ( $t_{FD}$ ) bei einer zweifachen Zwischenüberhitzung

Betrachtet man den Verlauf der Kurven in Bild 6.6, so ist daraus eine ähnliche Tendenz wie in Bild 6.5 zu erkennen. Die Zunahme des Wirkungsgrades mit steigendem Frischdampfdruck fällt geringer aus gegenüber dem Anstieg durch die Temperaturerhöhung. Im Vergleich zum Referenz Steinkohledampfkraftwerk kann durch eine zweifache Zwischenüberhitzung der Wirkungsgrad um etwa 0,5 %-Punkte auf 45,2 % gesteigert werden. Für den Fall eines konstanten Druckes von 30 MPa nimmt der exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad von 45,3 % bei 610 °C auf 46,2 % bei 650 °C bzw. 47,1 % bei 700 °C zu. Einer Frischdampf Temperatur von 700 °C und einem Druck von 35 MPa folgt sogar ein exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad von 47,4 %, der 2,7 %-Punkte über dem des Referenz Steinkohledampfkraftwerks liegt.



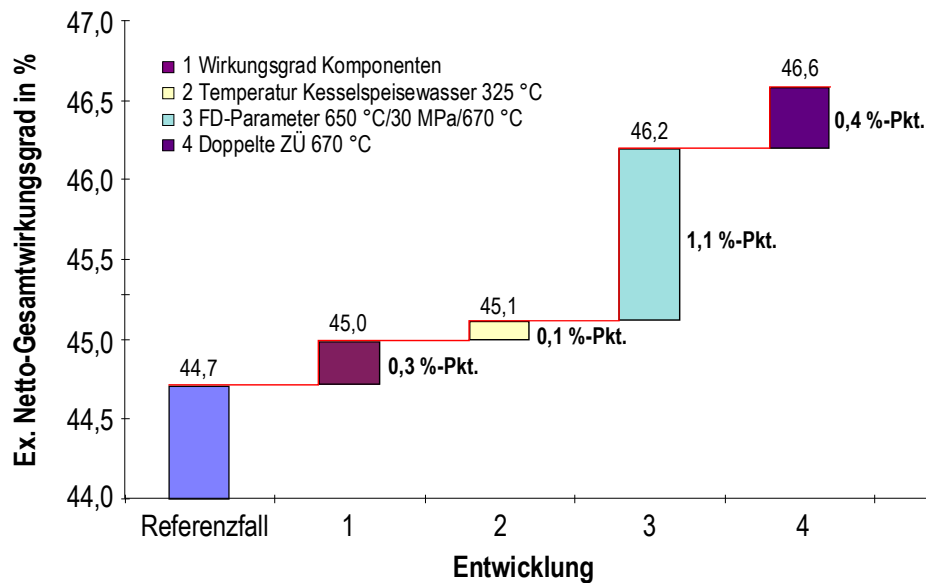
### 6.1.5 Zusammenfassung der Potentiale

Ausgehend von dem Referenz Steinkohledampfkraftwerk ist ein Zukunftsszenario berechnet worden, bei dem die in den vorangegangenen Abschnitten aufgezeigten Verbesserungspotentiale angewandt worden sind. Dazu sind zuerst die Wirkungsgrade einzelner Anlagenkomponenten wie z.B. der Pumpen und Verdichter, der Dampfturbine und des Generators, die Temperatur des Kesselspeisewassers und anschließend die Frischdampfparameter angehoben worden. Zuletzt ist noch eine zweite Zwischenüberhitzung eingeführt worden. Das Szenario ist in zwei Entwicklungsschritten aufgeteilt, um zwischen einem mittel- und langfristigen Entwicklungspotential unterscheiden zu können. Die für die Berechnungen unterstellten Annahmen sind in Tabelle 6.2 aufgeführt.

**Tabelle 6.2:** Annahmen zur Berechnung des Zukunftsszenarios für das Referenz Steinkohledampfkraftwerk

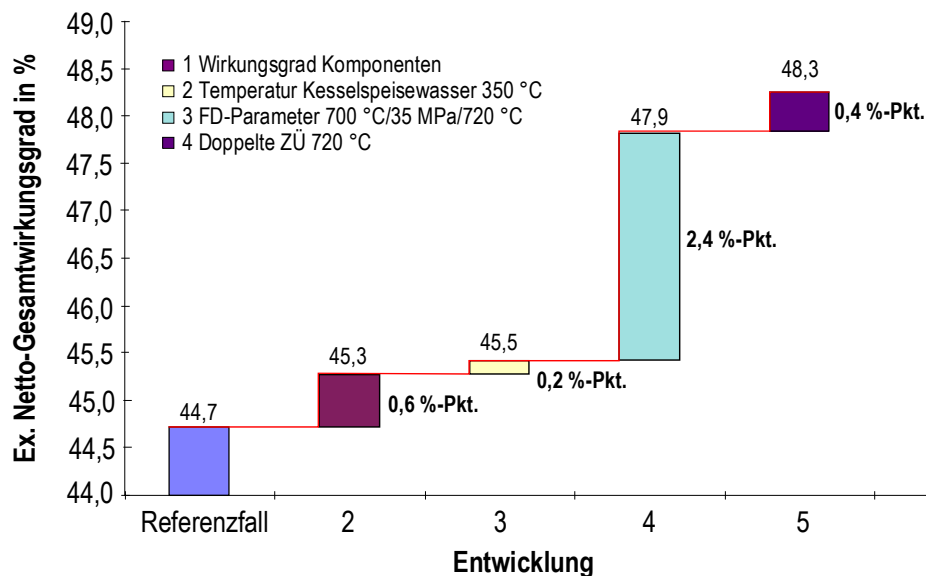
	Parameter	Entwicklungsschritt 1	Entwicklungsschritt 2
1	Komponentenwirkungsgrade: Pumpen und Verdichter Dampfturbinenstufe Generator Speisewasserpumpenturbine Kondensatorgrädigkeit	86,0 % 92,0 % 98,85 % 89,0 % 1,0 K	87,0 % 92,5 % 99,0 % 90,0 % 0,5 K
2	Temperatur Kesselspeisewasser	325 °C	350 °C
3	Frischdampfparameter	650 °C/30 MPa/670 °C	700 °C/35 MPa/720 °C
4	Temperatur zweite Zwischenüberhitzung	670 °C	720 °C

In Bild 6.7 sind die Berechnungsergebnisse des ersten Entwicklungsschritts für das Zukunftsszenario des Steinkohledampfkraftwerks dargestellt. Es zeigt, ausgehend von dem exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad von 44,7 % des Referenzkraftwerks, die Anhebung des Wirkungsgrads durch die in Tabelle 6.2 aufgeführten Verbesserungen. Es läßt sich erkennen, daß durch die Erhöhung der Komponentenwirkungsgrade ein Anstieg des Wirkungsgrads um 0,3 %-Punkte auf 45 % erfolgt. Wird die Temperatur des Kesselspeisewassers um 25 K gegenüber dem Referenzfall angehoben, so steigt der Wirkungsgrad um weitere 0,1 %-Punkte. Die Frischdampfparameter 650 °C/30 MPa/670 °C ergeben wie zu erwarten den höchsten Effekt auf den Kraftwerkswirkungsgrad. Dieser steigt auf 46,2 % bzw. um 1,1 %-Punkte. Durch die Einführung einer zweiten Zwischenüberhitzung läßt sich der Wirkungsgrad noch mal um 0,4 %-Punkte auf 46,6 % steigern. Diesem Wert entspricht ein auf den Brennwert ( $H_o$ ) der Steinkohle bezogener Netto-Gesamtwirkungsgrad von 47,6 % und ein auf den Heizwert ( $H_u$ ) bezogener Netto-Gesamtwirkungsgrad von 49,3 % — zum Vergleich: für den Referenzfall beträgt dieser Wirkungsgrad 47,3 % (s. Kap. 4.1.2).



**Bild 6.7:** Entwicklung des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads durch Ausnutzung der Verbesserungspotentiale nach Tabelle 6.2 (Entwicklungsschritt 1)

Der zweite Entwicklungsschritt für das Zukunftsszenario ist aus Bild 6.8 abzulesen.



**Bild 6.8:** Entwicklung des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads durch Ausnutzung der Verbesserungspotentiale nach Tabelle 6.2 (Entwicklungsschritt 2)

Für den Vergleich mit dem Referenzfall wurde wieder von dem exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad von 44,7 % ausgegangen. Die höheren Wirkungsgrade der Komponenten (s. Tabelle 6.2 Entwicklungsschritt 2) führen zu einem Anstieg des Anlagenwirkungsgrads um 0,6 %-Punkte auf 45,3 %. Durch die Anhebung der Kesselspeisewassertemperatur kann der Wirkungsgrad wie schon beim ersten Entwicklungsschritt um 0,2 %-Punkte erhöht werden. Die hohen Frischdampfparameter 700 °C/35 MPa/720 °C würden den Wirkungsgrad um 2,4 %-Punkte auf 47,8 % ansteigen lassen. Durch eine doppelte

Zwischenüberhitzung resultierte auch für diesen Entwicklungsschritt eine Wirkungsgraderhöhung um 0,4 %-Punkte, womit sich für das Steinkohledampfkraftwerk ein exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad von 48,3 % einstellt. Ein solches Steinkohledampfkraftwerk käme damit auf einen auf  $H_0$  bezogenen Netto-Gesamtwirkungsgrad von 49,3 % und einen auf  $H_u$  bezogenen Netto-Gesamtwirkungsgrad von 51,1 %.

## 6.2 Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR

Ähnlich wie für das Steinkohledampfkraftwerk existieren auch für das Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR verschiedene Möglichkeiten zur Verbesserung des Wirkungsgrades. Neben dem Einfluß einzelner Komponentenwirkungsgrade ist insbesondere untersucht worden, wie sich unterschiedliche Brennkammerkühlkonzepte bzw. -medien auf den Kombiprozeß auswirken. Das Hauptziel dabei war es herauszufinden, welche aus dem Prozeß zur Verfügung stehenden Kühlmittel eine Steigerung des Wirkungsgrades gegenüber dem Basis Kombikraftwerk bewirken können. Materialentwicklungen haben in den vergangenen Jahren dazu geführt, daß Gasturbinen für den Kraftwerksbereich mit immer höheren Gasturbineneintrittstemperaturen betrieben werden konnten. Der damit verbundene Leistungs- und Wirkungsgradanstieg wirkt sich auch positiv auf die kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozesse aus. Dieses Steigerungspotential steht grundsätzlich auch dem Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR zur Verfügung. Allerdings muß man dabei berücksichtigen, daß mit steigender Turbineneintrittstemperatur auch höhere Anforderungen an die Gasreinheit und somit auch an die noch nicht zur Verfügung stehende HTGR gestellt werden müßten. Unter der Annahme der Existenz der notwendigen Gasreinigung wurde das Potential des Kombikraftwerks mit steigender Gasturbineneintrittstemperatur untersucht. Durch die Anhebung der Gasturbineneintrittstemperatur steigt auch das Temperaturniveau am Abhitzedampferzeugereintritt. Aus diesem Grund ist auch dem Wirkungsgradpotential durch die Erhöhung der Frischdampfparameter nachgegangen worden.

### 6.2.1 Komponentenwirkungsgrade

In diesem Abschnitt soll der Einfluß verschiedener Anlagenkomponenten auf das Basis Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR analysiert werden. Dieser Einfluß resultiert aus den Wirkungsgraden, die für die Komponenten angenommen worden sind (Variationsgrenzen s. Tabelle 6.3). Neben den Komponenten Kondensator, Generator, Pumpen und Verdichter und Dampfturbine, die auch für das Referenz Steinkohledampfkraftwerk in Kap. 6.1.1 untersucht worden sind, kommen noch Verdichter und Turbine der Gasturbine hinzu.

**Tabelle 6.3:** Variationsbereich der Wirkungsgrade verschiedener Anlagenkomponenten des Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR

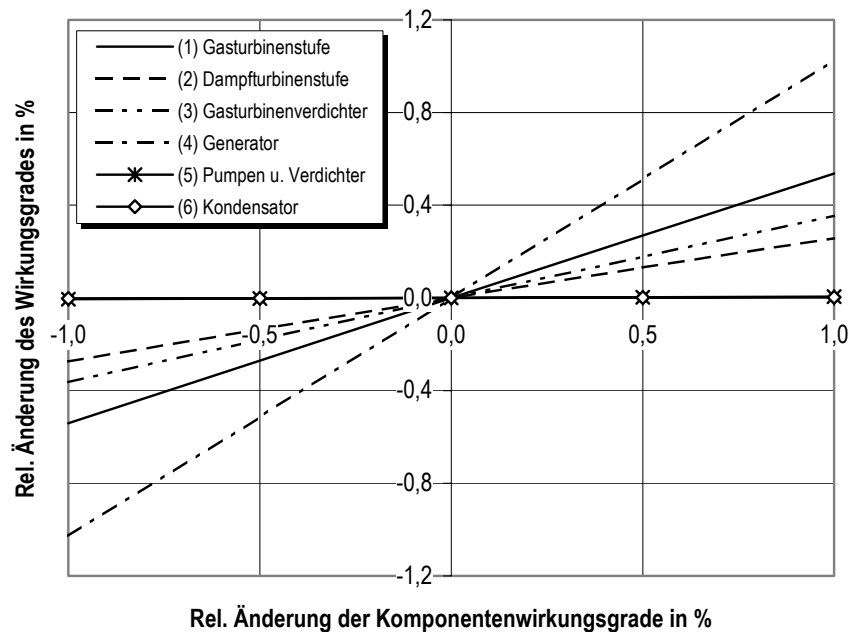
Anlagenkomponenten	Variationsuntergrenze	Variationsobergrenze
Pumpen und Verdichter	80,0 %	90,0 %
Gasturbinenverdichter	80,0 %	90,0 %
Gasturbinenstufe	86,28 %	92,28 %
Dampfturbinenstufe	89,0 %	94,0 %
Generator	98,5 %	98,9 %
Kondensatorgrädigkeit	0,5 K	2,5 K

Die Ergebnisse (Bilder C.6 bis C.11) und weitere Erläuterungen zu den einzelnen Variationen sind in Anhang C dargestellt.

Zum besseren Vergleich der Variationsergebnisse hinsichtlich ihres Einflusses auf den Wirkungsgrad des Kraftwerksprozesses sind ebenso wie in Kap. 6.1.1 die relativen Änderungen des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads berechnet worden, die sich bei einer relativen Änderung der Komponentenwirkungsgrade um  $\pm 1$  % bezogen auf den Basisfall ergeben. Den Vergleich der Variationsergebnisse zeigt Bild 6.9.

Durch diesen Vergleich wird die Rangfolge, welche Komponente den höchsten Einfluß auf den exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad besitzt, erkennbar:

- (4) Generator,
- (1) Gasturbinenstufe,
- (3) Gasturbinenverdichter,
- (2) Dampfturbinenstufe,
- (5) Pumpen und Verdichter,
- (6) Kondensator.



**Bild 6.9:** Vergleich der relativen Änderung des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads in Abhängigkeit von der relativen Änderung der Komponentenwirkungsgrade

Neben der Rangfolge ist noch zu erkennen, daß der Einfluß der Wirkungsgrade der Pumpen und Verdichter sowie des Kondensators von untergeordneter Bedeutung gegenüber den anderen Variationsparametern ist.

### 6.2.2 Vergleich verschiedener Brennkammerkühlkonzepte

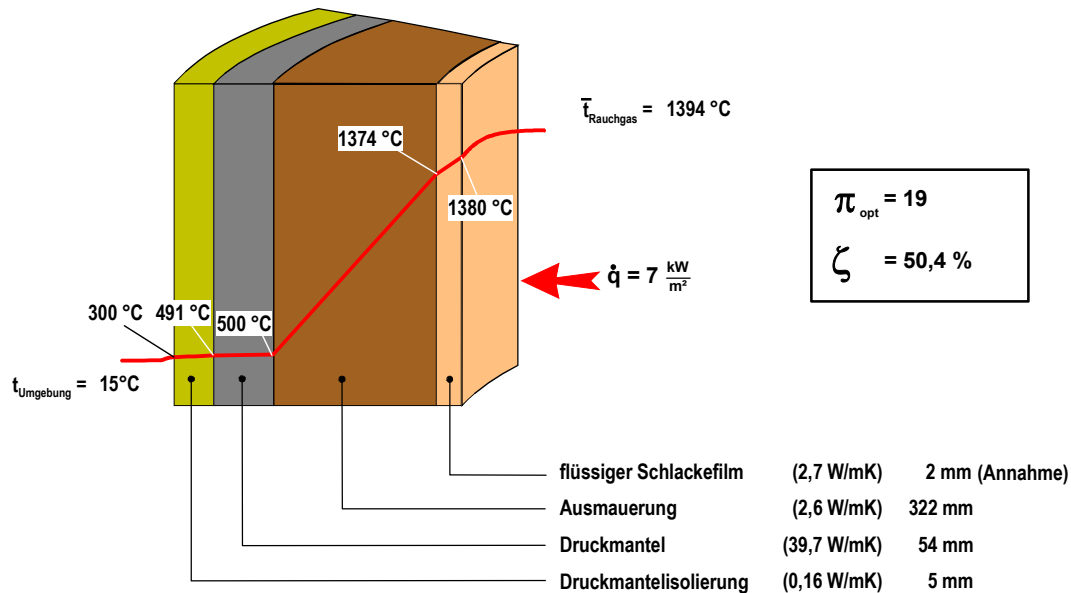
Wie in den Berechnungsgrundlagen (Kap. 3.4.3) beschrieben, wird davon ausgegangen, daß zur sicheren Beherrschung der Betriebszustände die DKSF-Brennkammer mit einer Kühlung ausgelegt werden muß. Die durch die Kühlung aus der Brennkammer abgeführte Wärmeleistung sollte an geeigneter Stelle im Kraftwerksprozeß nutzbringend eingesetzt werden, um den Wirkungsgradverlust durch die notwendige Wärmeauskopplung zu minimieren. Die Möglichkeiten der Wärmeintegration werden jedoch z.B. durch das Temperaturniveau und die zu integrierende Wärmemenge eingeschränkt, so daß für jeden Einzelfall eine spezielle Lösung gefunden werden muß.

Zunächst soll abgeschätzt werden, wieviel Wärme dem Prozeß verloren geht, wenn die DKSF-Brennkammer nicht aktiv gekühlt wird. Dabei wird vorausgesetzt, daß Werkstoffe für Isolierschichten existieren, die einen ungekühlten Betrieb dauerhaft gewährleisten können.

#### Passive Kühlung

Aufgrund des Temperaturunterschieds zwischen der Oberfläche des Druckbehälters und der Umgebung wird ein Wärmestrom von der Brennkammer an die Umgebung abgegeben. Dieser Wärmestrom wird durch die Wärmeübertragungsmechanismen Strahlung und freie

Konvektion hervorgerufen. Es wird angenommen, daß die Temperatur an der Innenseite des Druckbehälters (13 CrMo 4 4) nicht mehr als 500 °C betragen darf. Weiterhin soll die Temperatur an der Außenseite der Druckmantelisolierung auf 300 °C begrenzt werden. Für diese Auslegung ergab sich der nach Bild 6.10 gezeigte Temperaturverlauf über der Brennkammerwand.



**Bild 6.10:** Temperaturverlauf über einen Wandausschnitt der DKSF-Brennkammer bei passiver Kühlung

Es wird nur ein sehr geringer Wärmestrom von etwa 0,21 % der Feuerungsleistung an die Umgebung abgegeben. Durch diesen geringen Wärmestrom ergibt sich an der Innenseite der Brennkammerausmauerung eine Temperatur von ca. 1374 °C, die weit oberhalb der Aschefließtemperatur liegt. Die Auslegungsrechnungen für eine Brennkammerwand mit passiver Kühlung haben somit ergeben, daß ohne aktive Kühlung keine feste Schlackeschicht auf der Innenseite der Isolierung erzeugt werden kann. Weiterhin müßte die Brennkammer mit einer Ausmauerung von nahezu 322 mm Dicke ausgestattet werden, um an der Innenseite des Druckmantels eine Temperatur von 500 °C zu erreichen. Um die Temperatur an der Oberfläche der Druckmantelisolierung von 491 °C (Außenseite Druckmantel) auf 300 °C abzusenken, bedarf es einer Isolierung aus Mineralwolle von 5 mm.

Der geringe Wärmeverlust von 0,21 % der Feuerungsleistung ergibt den gleichen exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad von 50,4 % wie für das Basis Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR. Dies ist darauf zurückzuführen, daß beim Basis Kombikraftwerk lediglich 0,03 % an die Umgebung verloren gehen und der Rest im Abhitzedampfprozeß integriert werden. Zusätzlich gehen dem Prozeß 0,7 % der Feuerungsleistung durch Wärmeverluste der Gasleitung zwischen Brennkammer und HTGR, gegenüber 0,1 % beim Basisfall, verloren.

Sollte anstelle der 300 °C (Bild 6.10) nur eine Temperatur von 60 °C an der Oberfläche erzielt werden, so würde der an die Umgebung abzuführende Wärmestrom nur noch 0,03 % der Feuerungsleistung betragen. Dieser geringe Wärmestrom würde dazu führen, daß die Ausmauerung auf über 3 m anwachsen müßte, um am Druckbehälter die maximale Belastungstemperatur von 500 °C einhalten zu können. Für diese Auslegung ergibt sich ein theoretischer, exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad für das Kombikraftwerk von 50,5 %. Diese Ergebnisse führen zu dem Schluß, daß eine DKSF-Brennkammer mit den in dieser Arbeit zugrunde gelegten Werkstoffen ohne aktive Kühlung für den Betrieb im Großkraftwerk als nicht sinnvoll zu betrachten ist.

Nachfolgend soll untersucht werden, welchen Einfluß unterschiedliche Kühlmedien auf den Wirkungsgrad des Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR besitzen.

### Aktive Kühlung

Zur Kühlung der DKSF-Brennkammerwand stehen folgende Kühlmedien aus dem Prozeß heraus zur Verfügung:

- Speisewasser (Kondensatzzustand oder aus Speisewasserbehälter),
- vorgewärmtes Speisewasser (Siedezustand bei variablem Druck) — nachfolgend als Siedewasser bezeichnet,
- Sattedampf (Austrittszustand aus einem der Verdampfer),
- Verbrennungsluft (nach Kompressor).

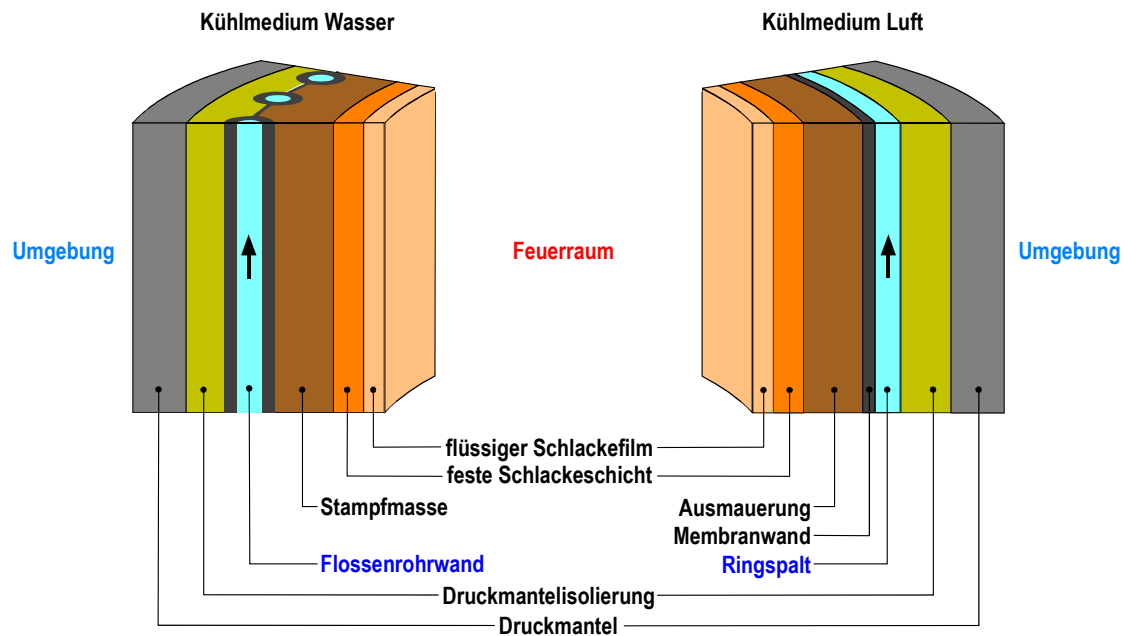
Wie bereits erwähnt, sind die in Kapitel 3.4.3 getroffenen Annahmen prinzipiell nur für die Auslegung einer Verdampfungskühlung mit Siedewasser zulässig. Mit diesem Berechnungsmodell wurden aber auch Brennkammerkühlungen mit den oben genannten Kühlmedien Speisewasser, Sattedampf und Luft ausgelegt. Die Ergebnisse dieser Auslegungsrechnungen sollen den Einfluß der verschiedenen Kühlmedien auf den Wirkungsgrad des Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR aufzeigen und als Grundlage für spätere Detailauslegungen dienen. Aus den mit diesem Modell gewonnenen Berechnungsergebnissen kann keine endgültige Aussage über die konstruktive Realisierbarkeit einer Brennkammerkühlung getroffen werden.

Zur Übertragung der Wärme aus der Brennkammer werden entweder Wasser bzw. Wasserdampf oder Luft eingesetzt. Für diese beiden Kühlmedien wurde ein Wandaufbau der Brennkammer nach Bild 6.11 angenommen.

Beiden gemeinsam ist die Annahme eines konstanten flüssigen Schlackefilms von 2 mm und einer konstanten festen Schlackeschicht von 10 mm. Der Schlacke schließt sich eine Isolierschicht an, die bei der wassergekühlten Wand aus Stampfmasse und bei der luftgekühlten aus Isoliersteinen besteht. Der Hauptunterschied beider Ausführungen besteht darin, daß das Wasser eine senkrecht- oder schrägberohrte Flossenrohrwand (analog zum

Feuerraum konventioneller Dampferzeuger) und die Luft einen Ringspalt durchströmt. Nach der Flossenrohrwand bzw. dem Ringspalt schließen sich eine Druckmantelisolierung und der Druckbehälter an.

Durch Vorgabe der Ein- und Austrittszustände des Kühlmediums, wurde aus der Energiebilanz der Massenstrom bzw. durch Vorgabe des Eintrittszustandes und des Massenstromes der Austrittszustand des Kühlmediums aus der Brennkammerkühlung bestimmt. Zur Abschätzung der Realisierbarkeit einer Brennkammerkühlung mit den oben genannten Kühlmedien ist zusätzlich noch der Wärmeübergangskoeffizient der Konvektionskühlung und der Temperaturverlauf über der Brennkammerwand ermittelt worden.

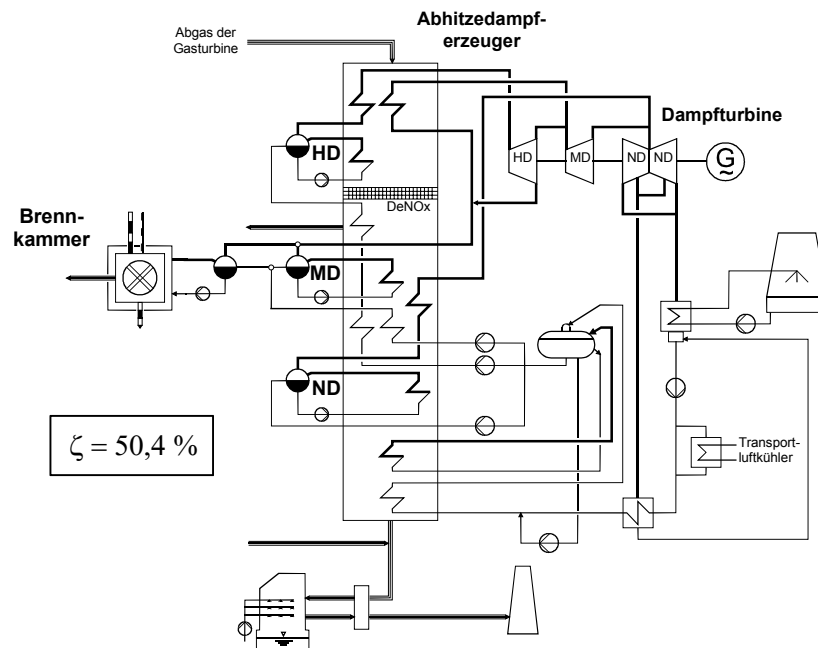


**Bild 6.11:** Angenommene Wandkonstruktionen für eine wasser- bzw. luftgekühlte DKSF-Brennkammer

Beispielhaft für die Vielzahl an untersuchten Kühlvarianten werden nachfolgend die Auslegungsergebnisse für eine mit MD-Siedewasser gekühlte und für eine luftgekühlte Brennkammerwand dargestellt.

Für die Brennkammerwandkühlung mit MD-Verdampfung wird dem Abhitzeprozess Siedewasser entnommen, in der Flossenrohrwand verdampft und vor dem Zwischenüberhitzer wieder in den Dampfkreis eingekoppelt. In Bild 6.12 ist die Einbindung der Brennkammerkühlung in den Abhitzedampfprozess vereinfacht dargestellt, wie sie auch für das Basis Kombikraftwerk verwendet worden ist.



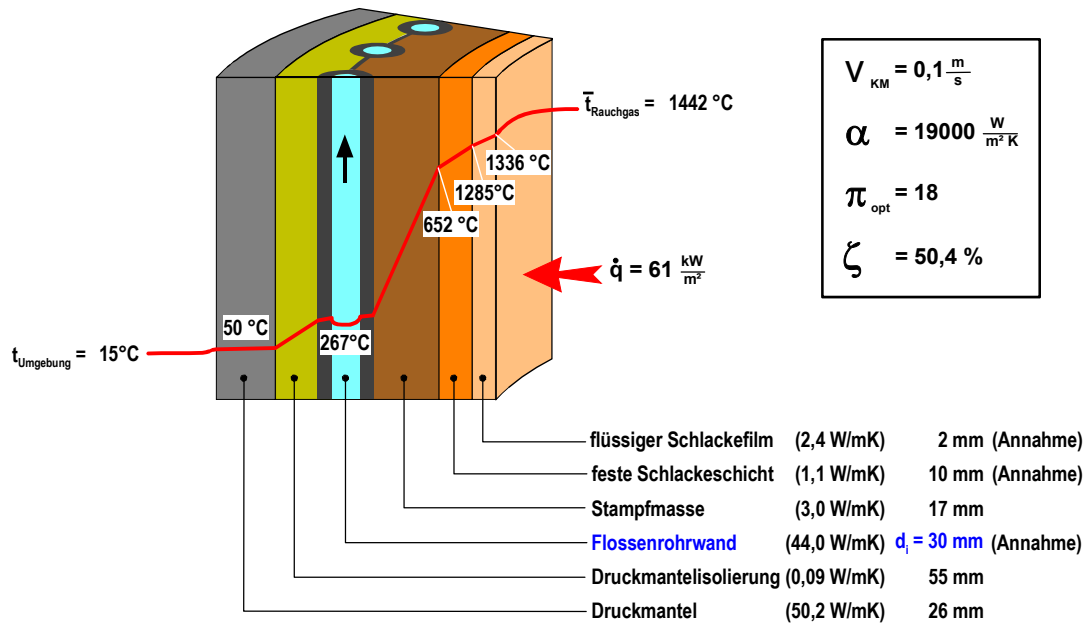


**Bild 6.12:** Brennkammerkühlung mit MD-Siedewasser, Schaltung als Verdampfer

Zur Erhöhung der Übersichtlichkeit wurde dabei der Gasturbinenprozeß auf die Darstellung der Brennkammer und dessen Kühlung reduziert. Es ist deutlich zu erkennen, daß die Brennkammerkühlung zur Erzeugung von MD-Sattdampf eingesetzt als Parallelschaltung zum MD-Verdampfer des Abhitzedampf-erzeugers geschaltet ist.

Bild 6.13 zeigt die Auslegungsergebnisse für einen Ausschnitt der wassergekühlten Brennkammerwand.

Für diesen Auslegungsfall hat sich eine mittlere Rauchgastemperatur von 1442 °C und eine mittlere Oberflächentemperatur der flüssigen Schlacke von 1336 °C ergeben. Zur Erzielung einer Rauchgastemperatur von 1435 °C (150 K oberhalb der Aschefließtemperatur) hinter der HTGR mußte für die Brennkammer eine Luftzahl von ca. 2,3 gewählt werden. Daraus hat sich eine mittlere Wärmestromdichte an der Innenseite der Brennkammer von ca. 60 kW/m<sup>2</sup> ergeben.



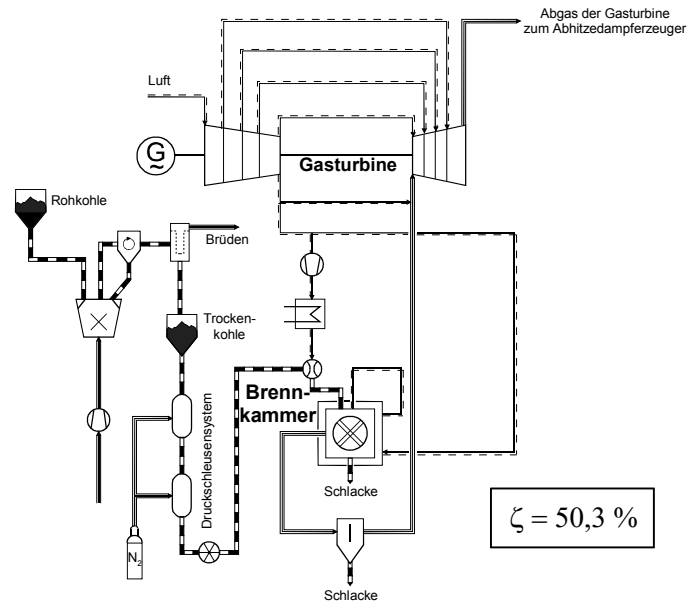
**Bild 6.13:** Auslegungsergebnisse für eine Brennkammerwandkühlung mit MD-Verdampfung (schematische Darstellung)

Die Temperatur über der Brennkammerwand nimmt wie folgt ab:

An der Grenzschicht zwischen flüssigem Schlackefilm und fester Schlackeschicht herrscht genau die Asche fließtemperatur. Über der festen Schlacke nimmt die Temperatur auf 652 °C ab. Die mittlere Temperatur des Wasserdampfgemischs beträgt in Abhängigkeit vom Siededruck ca. 270 °C. Die Druckbehälteroberflächentemperatur wurde zu 50 °C und die Umgebungstemperatur zu 15 °C angenommen, wodurch sich die Schichtdicke der Druckmantelisolierung zu 55 mm ergeben hat.

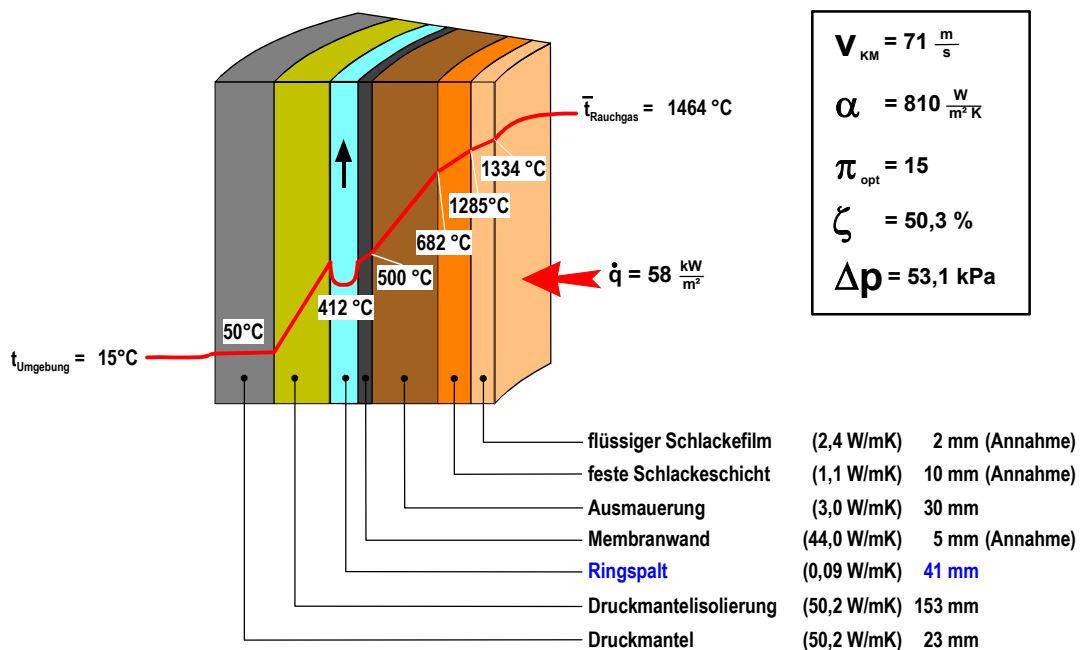
Berechnungen des Wärmeübergangs an das Kühlmedium haben einen Wärmeübergangskoeffizienten in der Größenordnung von 19000 W/m²K ergeben. Bei einem optimalen Verdichterdruckverhältnis von 18, wird mit Integration der Abwärme aus der Brennkammer als MD-Sattdampf in den Abhitze-prozess der für das Basis Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR berechnete exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad von 50,4 % erreicht.

Bild 6.14 zeigt die Schaltung des Gasturbinenprozesses, wenn die Brennkammer mit Verbrennungsluft gekühlt wird. Bei dieser Auslegung durchströmt die gesamte Sekundärluft des Prozesses den Ringspalt. Die so vorgewärmte Verbrennungsluft wird anschließend der Brennkammer zugeführt.



**Bild 6.14:** Brennkammerkühlung mit Verbrennungsluft, Schaltung als Vorwärmer

Die Berechnungsergebnisse für die luftgekühlte Brennkammer sind in Bild 6.15 dargestellt.



**Bild 6.15:** Auslegungsergebnisse für eine Brennkammerwandkühlung mit Verbrennungsluft-Vorwärmung (schematische Darstellung)

Aufgrund eines optimalen Verdichterdruckverhältnisses von 15 ergibt sich eine mittlere Wärmestromdichte von  $58 \text{ kW/m}^2$ . Der Temperaturverlauf über der Brennkammerwand ist bis zur Innenseite der Ausmauerung identisch wie bei der wassergekühlten Variante. Die Kühlmitteltemperatur von  $412^\circ\text{C}$  hat eine hohe Temperatur an der Membranwand zur Folge. Um eine für den Werkstoff (13 CrMo 4 4) tolerierbare Betriebstemperatur von

maximal 500 °C zu erreichen, mußte die Strömungsgeschwindigkeit im Ringspalt zu 71 m/s angenommen werden. Bei dieser Geschwindigkeit hat sich ein Wärmeübergangskoeffizient von ca. 810 W/m<sup>2</sup>K ergeben.

Aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeit der Sekundärluft, ergibt sich ein hoher Druckverlust im Ringspalt von 53,1 kPa (relativ 3,5 %). Dies hat zur Folge, daß der exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad auf 50,3 %, d.h. um 0,1 %-Punkte niedriger gegenüber dem Basis Kombikraftwerk, abfällt. Würde statt des 13 CrMo 4 4 ein temperaturbeständigerer (und teurerer) Werkstoff eingesetzt, so könnte der Wirkungsgrad verbessert werden (s. Kap. 6.2.5).

Insgesamt sind die folgenden zehn Kühlvarianten untersucht worden:

- (1) BKK als Kondensat-Vorwärmer
- (2) BKK als MD-Vorwärmer
- (3) BKK als HD-Vorwärmer
- (4) BKK als ND-Verdampfer
- (5) BKK als MD-Verdampfer (Ergebnisse s.o.)
- (6) BKK als HD-Verdampfer
- (7) BKK als ND-Überhitzer
- (8) BKK als MD-Überhitzer
- (9) BKK als HD-Überhitzer
- (10) BKK als Verbrennungsluft-Vorwärmer (Ergebnisse s.o.)

Die Berechnungsergebnisse für die Kühlvarianten (1) bis (4) sowie (6) bis (9) und deren Verschaltung mit dem Abhitzedampfprozeß sind in den Bildern C.12 bis C.27 im Anhang C dargestellt. Der Einfluß der Kühlkonzepte auf den exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad wird nachfolgend kurz zusammengefaßt:

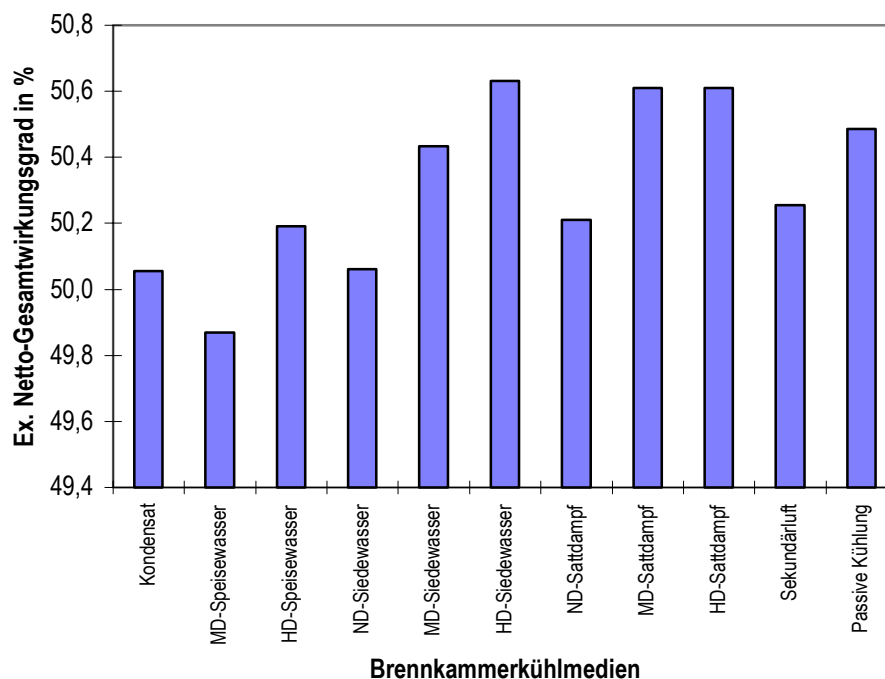
- Die Kondensatvorwärmung nach Bild C.12 ergibt einen Gesamtwirkungsgrad von 50,1 %. Durch die Wärmeeinkopplung an dieser Stelle wird die Dampfturbinenleistung nur dadurch leicht angehoben, indem der Massenstrom der Anzapfvorwärmung reduziert werden kann. Die MD-Vorwärmung (Bild C.14) ergibt einen Netto-Gesamtwirkungsgrad von 49,9 %, die HD-Vorwärmung einen von 50,2 % (Bild C.16).
- Wird in der Flossenrohrwand ND-Siedewasser verdampft, so ergibt sich ein Wirkungsgrad von 50,1 % (Bild C.18). Der höchste Wirkungsgrad mit einer Verdampferkühlung wird durch Erzeugung von HD-Sattdampf erreicht (Bild C.20). Dieser steigert den Netto-Gesamtwirkungsgrad auf 50,6 %. Die Erzeugung von ND-, MD- oder HD-

Sattdampf mit der Wärme aus der Brennkammerkühlung bewirkt einen Anstieg der Dampfturbinenleistung und ergibt somit die oben genannten Anlagenwirkungsgrade.

- Wird die Abwärme zur ND-, MD- bzw. HD-Überhitzung benutzt, so ergeben sich exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrade von 50,2 % bzw. 50,6 % (Bilder C.22, C.24, C.26). Die Wärmeeinkopplung an diesen Stellen führt zu einer Erhöhung des HD-Verdampfermassenstroms und damit zu einem Anstieg der Dampfturbinenleistung. Eine Anhebung der Dampftemperatur am Überhitzeraustritt wurde zur Vermeidung höherer Kühlmitteltemperaturen ausgeschlossen.

### Vergleich der Brennkammerkühlkonzepte

Wie aus Bild 6.16 zu erkennen, hat sich die Schaltung als HD-Verdampfer mit einem Wirkungsgrad von 50,6 % als beste Kühlmethode herausgestellt. Diese Variante liegt damit 0,2 %-Punkte über dem Basis Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR. Sie ist sogar besser als die Variante mit der luftgekühlten Brennkammer, die aufgrund des hohen Druckverlustes im Ringspalt lediglich einen Wirkungsgrad von 50,3 % erreicht. Die ungekühlte Brennkammer erreicht einen exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad von 50,4 % und ist damit besser als die mit Wasser gekühlten Vorwärmerschaltungen. Sie ist allerdings schlechter als die Verdampfer- und Überhitzerkühlvarianten.



**Bild 6.16:** Einfluß unterschiedlicher Kühlkonzepte auf den exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad des Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR

### 6.2.3 Anhebung der Gasturbineneintrittstemperatur

Das wesentlichste Entwicklungspotential eines Kombikraftwerks stellt die Anhebung der Gasturbineneintrittstemperatur dar. Unter der Annahme, daß zukünftig effektivere Kühlmethoden oder neue Schaufelwerkstoffe, die höheren Rauchgastemperaturen standhalten, zur Verfügung stehen, wird eine Anhebung der Turbineneintrittstemperatur möglich. Aus diesem Grund wurden die ISO-Turbineneintrittstemperatur von 1200 °C bis 1400 °C und das Verdichterdruckverhältnis von 10 bis 40 variiert.

Damit für die Berechnungen höhere Gasturbineneintrittstemperaturen angenommen werden konnten, war es notwendig die Rauchgastemperatur hinter der HTGR ebenfalls anzuheben. Dazu wurde für die Temperaturdifferenz zwischen Rauchgas und Aschefließtemperatur hinter der HTGR 150 K (ISO-TET = 1200 °C), 450 K (ISO-TET = 1300 °C) bzw. 850 K (ISO-TET = 1400 °C) gewählt.

Weiterhin wurde unterstellt, daß auch die Komponenten des Abhitzedampfprozesses weiterentwickelt werden. Deshalb sind für die Berechnungen ein maximaler Frischdampfdruck von 18 MPa und eine maximale Frischdampf Temperatur von 650 °C angenommen worden.

### Einfluß auf die Gasturbinenkühlung

Die Steigerung des Wirkungsgrades des Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR durch Anhebung der Rauchgastemperatur vor der ersten Turbinenstufe hat zur Folge, daß, unter Annahme gleicher maximaler Schaufeloberflächentemperaturen, mehr Kühlluft zugeführt werden muß. Zusätzlich zur Turbineneintrittstemperatur wird auch das optimale Verdichterdruckverhältnis ansteigen. Daraus resultiert eine Zunahme der Temperatur der Kühlluft, wodurch ein weiterer Anstieg des Kühlluftmassenstroms hervorgerufen wird.

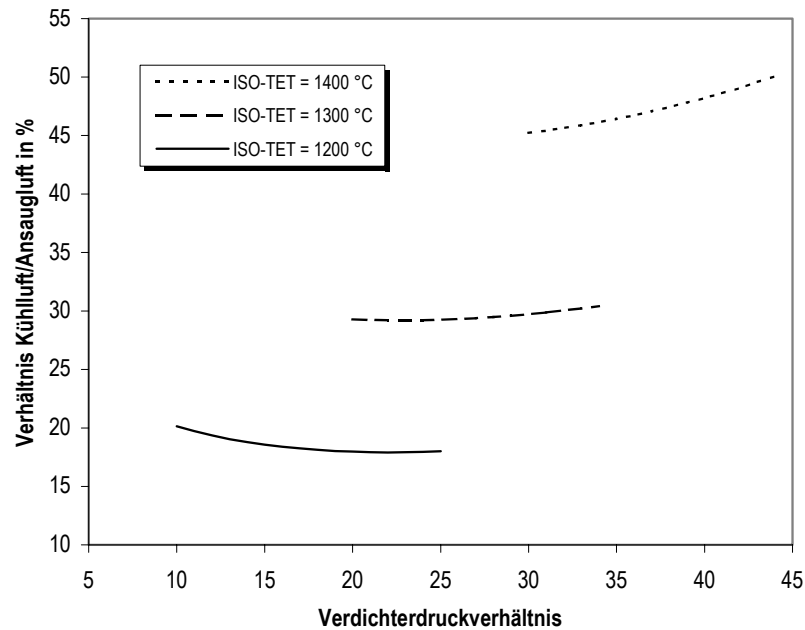
Für das Basis Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR ist der Kühlluftbedarf der Gasturbine nach den Berechnungsgleichungen aus Kap. 3.4.4 abgeschätzt worden. Die Ergebnisse sind in Tabelle 6.4 zusammengefaßt.

Vergleicht man die maximal zulässigen Schaufeltemperaturen mit den Rauchgastemperaturen vor den Leit- bzw. Laufrädern, so wird die Notwendigkeit einer Kühlung deutlich. Vor dem ersten Leitrad (angenommene maximale Schaufeltemperatur 870 °C) beispielsweise beträgt die Rauchgastemperatur 1361 °C, weit oberhalb der ISO-TET von 1200 °C. Aus diesem Grund werden für die Kühlung der ersten Turbinenstufe (Leit- und Laufrad) fast 59 % der dem Verdichter entnommenen Kühlluft benötigt. Die zweite Stufe erhält ca. 29 % und die nachfolgenden beiden Stufen noch 12 %. Zur Kühlung aller Turbinenstufen wurden beim Basis Kombikraftwerk ca. 18 % der Verdichteransaugluft eingesetzt.

**Tabelle 6.4:** Daten der gekühlten Gasturbine (Verdichterdruckverhältnis 18, ISO-TET = 1200 °C)

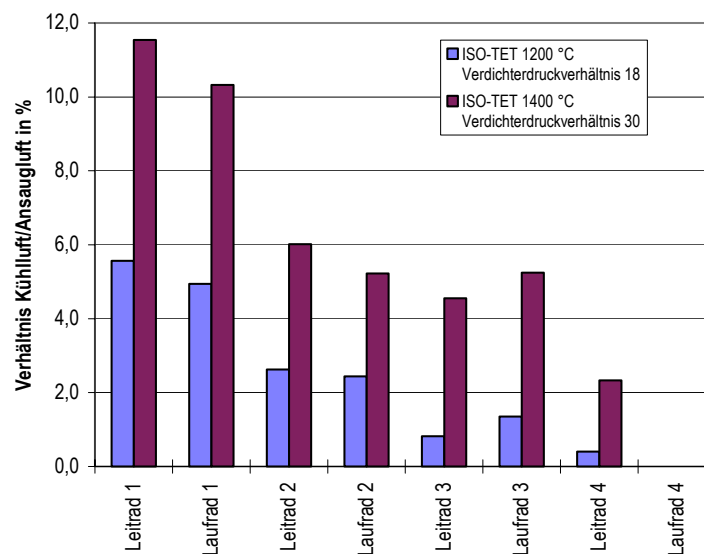
Turbinenstufe		1	2	3	4
Annahmen					
Maximale Schaufeltemperatur	°C	870/830	870/830	820/780	700/-
Kühlung Leitrad/Laufrad		Film/Film	Film/Film	Konv./Konv.	Konv./-
Berechnungen					
Temperatur Kühlluft	°C	435	325	229	147
Druck Kühlluft	MPa	1,82	1,02	0,57	0,32
Temperatur Rauchgas vor Leit-/Laufrad	°C	1361/1308	1105/1086	910/905	748/745
spezifisches Enthalpiegefälle Stufe	kJ/kg	330,3	242,3	195,1	216,6
Kühleffektivität Leit-/Laufrad	-	0,53/0,55	0,30/0,34	0,13/0,18	0,08/-
Verhältnis Kühlluft Leitrad zu Rauchgas	kg/kg	0,066	0,028	0,008	0,004
Verhältnis Kühlluft Laufrad zu Rauchgas	kg/kg	0,055	0,025	0,013	-
Verhältnis Kühlluft Stufe zu Ansaugluft	kg/kg	0,105	0,051	0,022	0,004

In Bild 6.17 sind die Ergebnisse der Kühlluftabschätzungen für den Gasturbinenprozeß des Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR für verschiedene Turbineneintrittstemperaturen und Verdichterdruckverhältnisse dargestellt. Den Berechnungen für dieses Diagramm liegt als Annahme zugrunde, daß die maximal zulässigen Schaufeltemperaturen konstant bleiben. Auf den ersten Blick ist der deutliche Anstieg des Kühlluftbedarfs bei einer Erhöhung der ISO-TET von 1200 °C nach 1400 °C zu erkennen. Je nach Verdichterdruckverhältnis steigt er auf den 1,5- bis 2,5-fachen Wert ausgehend von dem Kühlluftbedarf bei einer ISO-TET von 1200 °C. Betrachtet man die Kurve für eine ISO-TET von 1200 °C so zeigt sich ein relativ geringer Einfluß des Druckverhältnisses auf den Kühlluftbedarf. Mit höheren Verdichterdruckverhältnissen ist ein Anstieg der Lufttemperatur verbunden. Auf der anderen Seite kühlt sich das Rauchgas in der Turbine durch das höhere Entspannungsverhältnis stärker ab. Diese beiden Effekte heben sich bei der niedrigen Gasturbineneintrittstemperatur nahezu auf. Mit zunehmender ISO-TET überwiegt der Effekt der heißer werdenden Kühlluft, so daß bei höheren Verdichterdruckverhältnissen der Kühlluftbedarf deutlich ansteigt.



**Bild 6.17:** Kühlluftbedarf der Gasturbine bei verschiedenen ISO-Turbineneintrittstemperaturen und Druckverhältnissen

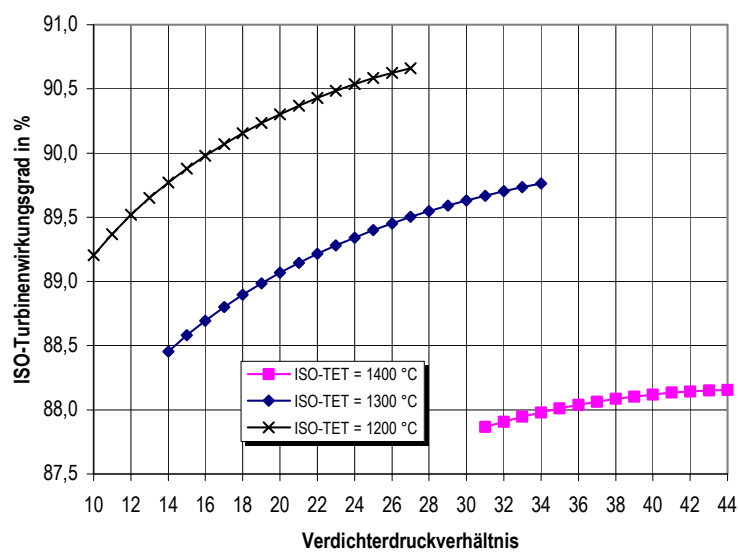
Bild 6.18 zeigt die Aufteilung (Leit-/Laufrad) der Kühlluft einer Gasturbine mit einer ISO-TET von 1200 °C und einem Druckverhältnis von 18 bzw. einer ISO-TET von 1400 °C und einem Druckverhältnis von 30. Der größte Anteil wird für die erste Leit- und Laufreihe benötigt. Mit zunehmender Entspannung (Stufen 2 bis 4) verringert sich der Bedarf erheblich. Sehr gut zu erkennen ist auch der starke Anstieg aller Kühlluftströme mit zunehmender Gasturbineneintrittstemperatur.



**Bild 6.18:** Aufteilung des Kühlluftbedarfs auf die verschiedenen Schaufelreihen der Gasturbine bei verschiedenen ISO-Turbineneintrittstemperaturen und Druckverhältnissen



Den Einfluß der Kühlluftmassenströme auf die Turbine zeigt Bild 6.19. In diesem Diagramm ist der isentrope Turbinenwirkungsgrad nach ISO-Definition (s. Gl. (3.20)) über das Verdichterdruckverhältnis bei verschiedenen ISO-TET dargestellt. Mit steigendem Druckverhältnis nimmt der Wirkungsgrad der Gasturbine zu. Im Gegensatz zum Kombiprozeß liegt das optimale Verdichterdruckverhältnis bzgl. eines maximalen Turbinenwirkungsgrades bei wesentlich höheren Druckverhältnissen (vgl. Bild 4.10 bzw. Bild 6.21); oberhalb der in Bild 6.19 dargestellten Variationsgrenzen. Weiterhin fällt mit zunehmender ISO-TET der Wirkungsgrad ab, weil der Anteil der Kühlluft an der Verdichteransaugluft stark zunimmt und damit die Temperaturverluste durch die Kühlluftzumischung ansteigen.



**Bild 6.19:** ISO-Gasturbinenwirkungsgrad bei verschiedenen ISO-Turbineneintrittstemperaturen und Druckverhältnissen

### Einfluß auf den Gasturbinenprozeß

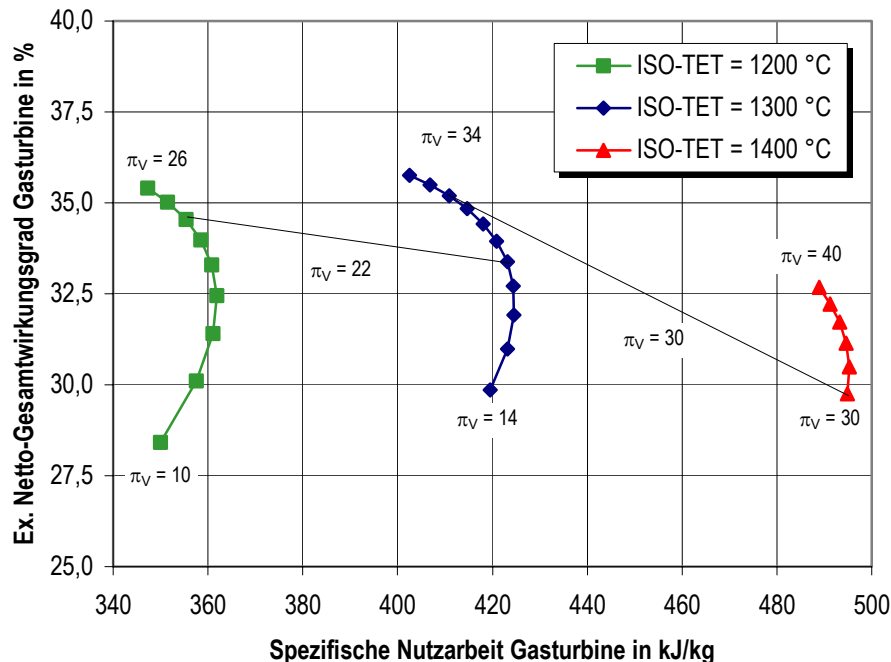
Ein wichtiges Kriterium für die Auslegung einer Gasturbinenanlage ist die Nutzleistung bzw. die auf die Masseneinheit des Arbeitsmittels bezogene spezifische Nutzarbeit. Üblicherweise wird die Nutzarbeit der Turbine auf den Massenstrom der Ansaugluft des Verdichters bezogen:

$$w_t = \frac{P_{GT,ne}}{\dot{m}_{AL}} \quad (6.1)$$

In Anlehnung an Gleichung (3.14) wird ein exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad der Gasturbine definiert:

$$\zeta_{GT} = \frac{P_{GT,ne}}{\dot{m}_{Bo} \cdot e_B} \quad (6.2)$$

Für die oben genannte Variation kann aus den Gleichungen (6.1) und (6.2) ein Nutzarbeit-Wirkungsgrad-Diagramm für die Gasturbine des Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR erstellt werden (Bild 6.20).

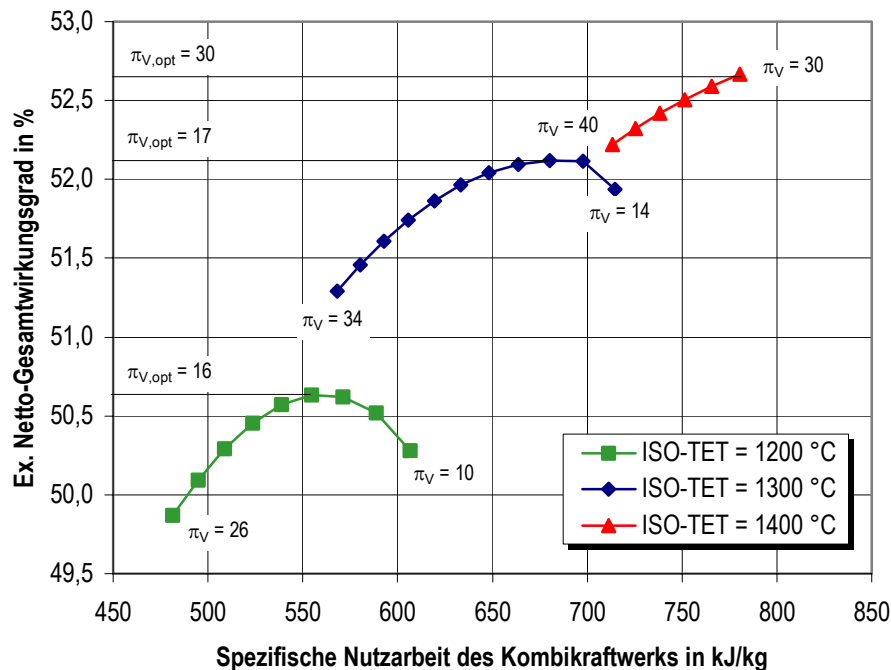


**Bild 6.20:** Nutzarbeit-Wirkungsgrad-Diagramm der Gasturbine des Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR für verschiedene ISO-Turbineneintrittstemperaturen

Durch die Erhöhung der Gasturbineneintrittstemperatur kann hauptsächlich die Anlagenleistung gesteigert werden. Der Gesamtwirkungsgrad der Gasturbine fällt bei konstanten Verdichterdruckverhältnissen und gleichzeitiger Anhebung der ISO-TET von 1200 °C auf 1400 °C stark ab, wie am Beispiel für ein  $\pi_v = 22$  (von 1200 °C auf 1300 °C) bzw.  $\pi_v = 30$  (von 1300 °C auf 1400 °C) eingezeichnet. Dieser Abfall ist darauf zurückzuführen, daß mit Zunahme der Gasturbineneintrittstemperatur die Temperatur hinter der HTGR im Vergleich zum Basis Kombikraftwerk stark angehoben werden mußte (s.o.), um die gewünschte ISO Temperatur zu erreichen. Aus dieser Änderung resultiert eine wesentlich höhere Temperatur in der DKSF-Brennkammer, wodurch der für die Brennkammerkühlung abzuführende Wärmestrom erheblich zunimmt (vgl. Kap. 5.2.4). Weiterhin ist in Bild 6.20 ein Anstieg des Wirkungsgrades zu erkennen, wenn neben der ISO-TET auch das Verdichterdruckverhältnis erhöht wird. Das für maximalen Wirkungsgrad optimale Druckverhältnis ist in dem Diagramm nicht zu erkennen, da es oberhalb der variierten Grenzen liegt. Es zeigt sich jedoch, daß es deutlich über dem des Nutzarbeitsmaximum liegt.

### Einfluß auf den Kombiprozeß

Aus den Ergebnissen der Berechnungen läßt sich auch der Einfluß der Gasturbineneintrittstemperatur auf das Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR in Form eines Nutzarbeit-Wirkungsgrad-Diagramms (Bild 6.21) darstellen.



**Bild 6.21:** Nutzarbeit-Wirkungsgrad-Diagramm des Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR für verschiedene ISO-Turbineneintrittstemperaturen (max. Frischdampfdruck 18 MPa und max. Frischdampf Temperatur 650 °C)

Es ist ein optimales Verdichterdruckverhältnis bzgl. des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads zu erkennen. Die oben genannten Änderungen gegenüber dem Basis Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR bewirken bei einer ISO-TET von 1200 °C eine Erhöhung des Wirkungsgradniveaus. Durch die Anhebung der maximalen Frischdampfparameter (Druck 12 MPa → 18 MPa; Temperatur 550 °C → 650 °C) kommt es zu einer Verschiebung der optimalen Verdichterdruckverhältnisse (von  $\pi_{V,opt} = 19$  auf  $\pi_{V,opt} = 16$  bei ISO-TET 1200 °C). Die höheren Frischdampfparameter verleihen dem Abhitzedampfprozeß eine stärkere Gewichtung, was sich auch in der Aufteilung von Gasturbinen- zu Dampfturbinenleistung an der Gesamtleistung widerspiegelt (64 %/36 % auf 63 %/37 %). Der Einfluß der Frischdampfparameter auf das optimale Verdichterdruckverhältnis wird in Kap. 6.2.4 näher untersucht. Bei einer Gasturbine mit ISO-TET 1200 °C und einem optimalen Verdichterdruckverhältnis von 16 wird ein Wirkungsgrad von 50,6 % (Basis Kombikraftwerk 50,4 %) erreicht. Eine Erhöhung der ISO-TET auf 1300 °C bzw. 1400 °C führt zu optimalen Druckverhältnissen von 17 und 30. Die entsprechenden exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrade betragen ca. 52,1 % bzw. 52,7 %, was einer Wirkungsgradsteigerung gegenüber dem Basis Kombikraftwerk von 1,4 %- bzw. 4,6 %-Punkten entspricht. Zu

den Auslegungsergebnissen für eine ISO-TET von 1400 °C muß ergänzt werden, daß ein kleineres optimales Druckverhältnis zu erwarten gewesen wäre. Bei niedrigeren Druckverhältnissen konnte allerdings keine sinnvolle Lösung der Energiebilanz des Abhitzedampfprozesses gefunden werden.

In Tabelle 6.5 sind einige wichtige Auslegungsdaten des Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR bei verschiedenen ISO-Turbineneintrittstemperaturen und jeweils optimiertem Verdichterdruckverhältnis vergleichend dargestellt.

Der Wirkungsgradeinfluß der durchgeführten Variation wird durch mehrere Effekte hervorgerufen. Es ist zu erkennen, daß durch die Anhebung der ISO-Turbineneintrittstemperatur vor allem die Gasturbinenleistung, von 220,7 MW auf 299,0 MW ansteigt.

Beim nachgeschalteten Abhitzedampfprozeß sind ebenfalls Verbesserungen festzustellen:

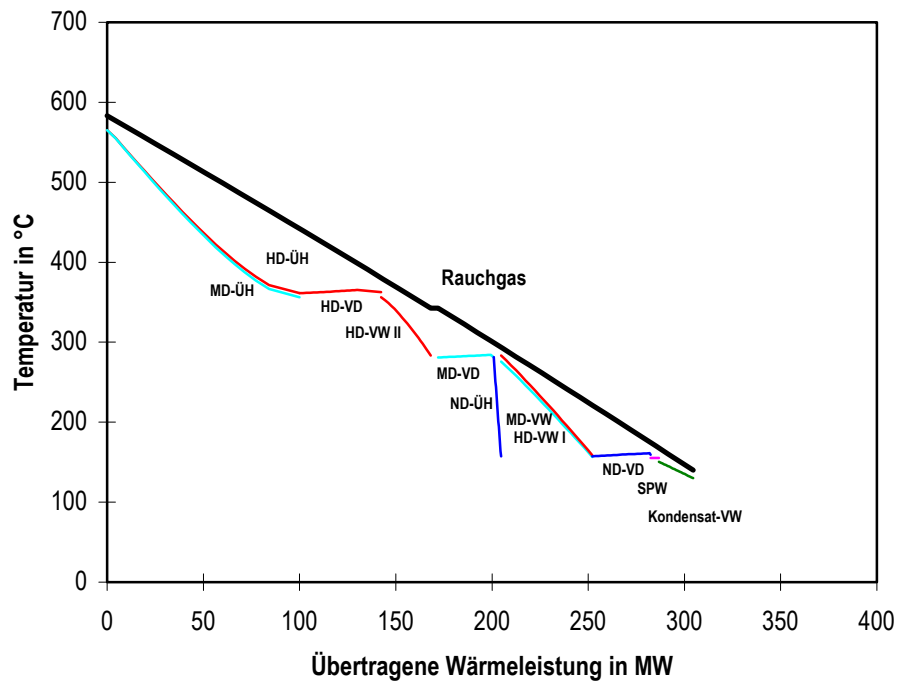
- Mit der Turbineneintrittstemperatur steigt auch die GT-Abgastemperatur, von 583 °C auf 637 °C bzw. 622 °C. Die Frischdampf- und die ZÜ-Temperaturen werden entsprechend den höheren Abgastemperaturen von 565 °C auf 619 °C bzw. 604 °C angehoben (siehe auch  $\dot{Q}, t$ -Diagramme Bild 6.22 und Bild 6.23). Die höheren Frischdampftemperaturen führen zu einer Verbesserung des thermischen Wirkungsgrads des Abhitzedampfprozesses. Bei einer ISO-TET = 1400 °C konnte die Variation des Verdichterdruckverhältnisses wie oben angedeutet nur bis zu einem Wert von 30 durchgeführt werden, da für niedrigere Druckverhältnisse keine Lösung der Energiebilanzgleichungen des 3-Druck Abhitzedampfprozesses gefunden werden konnte. Um auch Werte < 30 zulassen zu wollen, müßte ein 2-Druck Abhitzedampferzeuger gewählt werden, was man bereits an dem geringen ND-Frischdampfmassenstrom von nur 1 kg/s (Tabelle 6.5) erkennen kann.
- Zur Einstellung einer höheren Turbineneintrittstemperatur wird der DKSF-Brennkammer mehr Kohle zugeführt. Dies führt bei konstantem Verdichtermassenstrom zu einer Erhöhung des Rauchgasmassenstroms zur Gasturbine und damit zu einem moderaten Anstieg des GT-Abgasmassenstroms. Damit kann im AHDE mehr Wärme vom Abgas an den Dampfkreislauf übertragen werden (siehe  $\dot{Q}, t$ -Diagramme Bild 6.22 und Bild 6.23). Weiterhin führt die Zunahme der Turbineneintrittstemperatur zu einer starken Erhöhung des Frischdampfmassenstroms in der Brennkammerkühlung aufgrund der ansteigenden Rauchgastemperatur in der Brennkammer. Die so erhöhte Dampfproduktion führt zu einer Mehrleistung der Dampfturbinen von 131,3 MW auf 172,0 MW bzw. 194,3 MW.

**Tabelle 6.5:** Vergleich der wichtigsten Daten des Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR bei verschiedenen ISO-Turbineneintrittstemperaturen und jeweils optimalem Verdichterdruckverhältnis

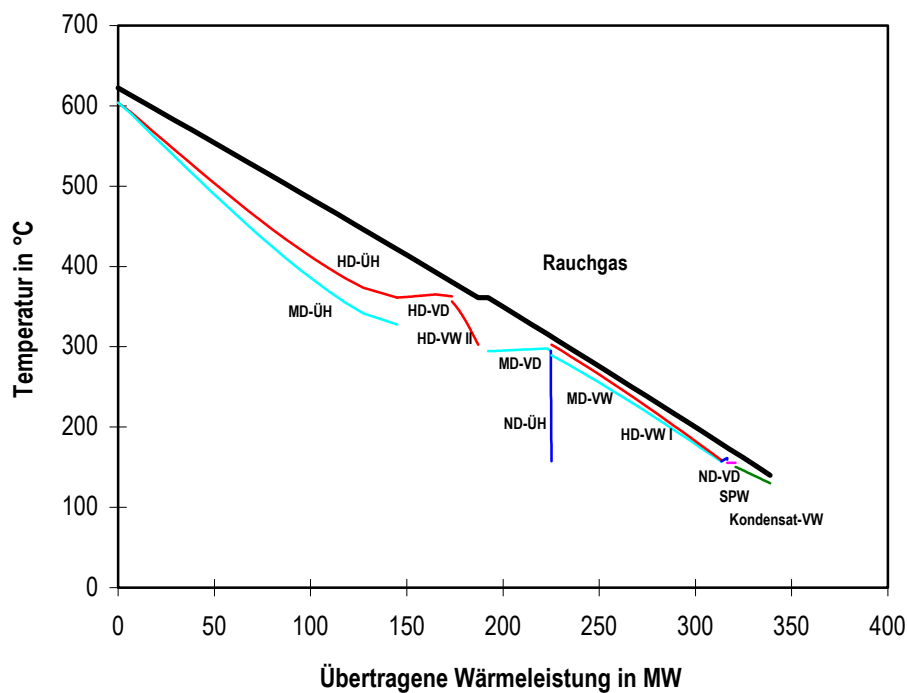
ISO-Turbineneintrittstemperatur	°C	1200	1300	1400
Optimales GT-Verdichterdruckverhältnis	-	16	17	30
GT-Abgastemperatur	°C	583	637	622
GT-Abgasmassenstrom	kg/s	628	632	635
Frischdampftemperatur	°C	565	619	604
Frischdampfdruck	MPa	18	18	18
Frischdampfmassenstrom (HD/MD/ND)	kg/s	14/84/56	8/113/61	1/140/37
Frischdampfmassenstrom Brennkammerkühlung	kg/s	10	38	81
Summe Frischdampfmassenströme	kg/s	165	216	257
ZÜ-Druck	MPa	6,2	8,5	7,5
Abhitzekesselaustrittstemperatur	°C	140	140	140
Brennstoffwärmeleistung (Heizwert)	MW	632,1	753,0	855,2
Brennstoffwärmeleistung (Brennwert)	MW	673,4	798,6	904,4
Brennstoffwärmeleistung (Exergie)	MW	669,6	797,3	905,4
Klemmenleistung Gasturbine	MW	220,7	259,0	299,0
Klemmenleistung Dampfturbine	MW	131,3	172,0	194,3
Elektrischer Eigenbedarf	MW	13,7	16,1	17,1
Netto-Blockleistung	MW	338,4	414,9	476,2
Netto-Gesamtwirkungsgrad (Heizwert)	%	53,5	55,1	55,7
Netto-Gesamtwirkungsgrad (Brennwert)	%	51,7	53,2	53,8
Netto-Gesamtwirkungsgrad (Exergie)	%	50,6	52,1	52,7

Mit dem Anstieg der Turbineneintrittstemperatur ist eine Zunahme der Gas- und Dampfturbinenleistung verbunden, aus der eine deutliche Steigerung der Netto-Gesamtleistung resultiert. Die Brennstoffzufuhr steigt dabei von 669,6 MW auf 905,4 MW um 35 % prozentual weniger an als die Netto-Gesamtleistung von 323,9 MW auf 476,2 MW (ca. 47 %).

Ein weiterer Entwicklungsschritt zur Effizienzsteigerung der Gasturbine ist der Übergang von einer Luftkühlung zu einer geschlossenen Dampfkühlung. Dieses Verfahren eignet sich sehr gut für Gasturbinen in Kombiprozessen, da die Kühlung einerseits als Verdampfer und Zwischenüberhitzer für den Abhitzeprozess nutzbringend eingesetzt und andererseits der erhebliche Kompressionsaufwand für die Kühlluftverdichtung eingespart werden kann. Abschätzungen nach Ausmeier [AUS00] haben für eine GUD-Anlage mit geschlossener Dampfkühlung der Gasturbine einen Wirkungsgradanstieg von fast 4 %-Punkten gegenüber einer Referenzanlage mit luftgekühlter Gasturbine ergeben. Die Untersuchung einer Gasturbine mit geschlossener Dampfkühlung wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführt.



**Bild 6.22:**  $\dot{Q}, t$ -Diagramm des Abhitzedampferzeugers im Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR bei einer ISO-TET von 1200 °C (max. Frischdampfparameter 18 MPa/650 °C)



**Bild 6.23:**  $\dot{Q}, t$ -Diagramm des Abhitzedampferzeugers im Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR bei einer ISO-TET von 1400 °C (max. Frischdampfparameter 18 MPa/650 °C)

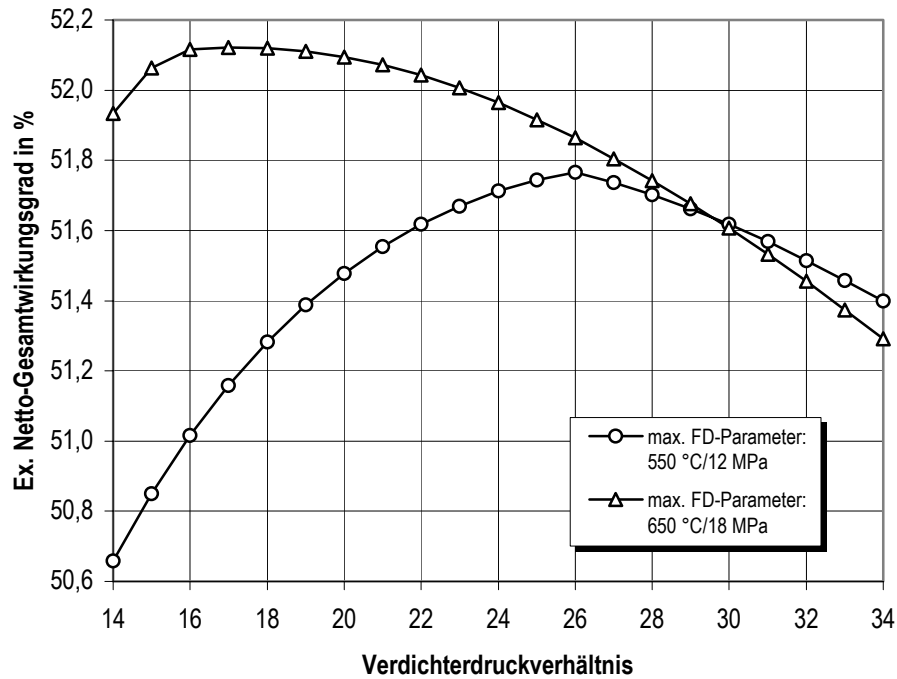
#### 6.2.4 Anhebung der Frischdampfparameter

Durch die Anhebung der Temperatur am Eintritt der Gasturbine steigt auch die Rauchgas-temperatur am Austritt (vgl. Tabelle 6.5). Die in diesem Abschnitt dargestellten Untersuchungsergebnisse sollen darlegen, welcher Zugewinn des Wirkungsgrads durch die Anhebung der maximalen Frischdampfparameter erreicht werden kann.

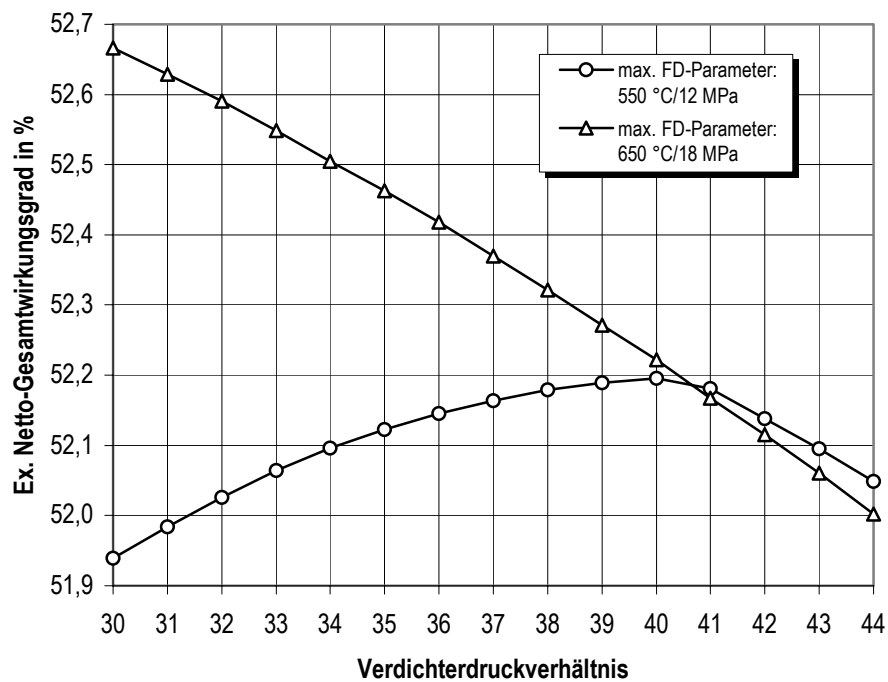
Bild 6.24 zeigt den Verlauf des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads zum einen in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis und zum anderen von den maximalen Frischdampfparametern des Abhitzedampfprozesses. Für den Fall, daß die Parameter auf 550 °C/12 MPa begrenzt werden, ergibt sich für das Kombikraftwerk mit einer ISO-TET von 1300 °C und einem optimalen Verdichterdruckverhältnis von 26 ein Wirkungsgrad von 51,77 %. Werden statt dessen als maximale Frischdampfparameter 650 °C/18 MPa zugelassen, so werden dadurch zwei Effekte deutlich sichtbar. Einerseits verschiebt sich das optimale Verdichterdruckverhältnis von 26 nach 17 und andererseits steigt der Wirkungsgrad um ca. 0,35 %-Punkte auf 51,12 %. Diese deutliche Verschiebung sowohl im Wirkungsgrad als auch im optimalen Verdichterdruckverhältnis ist auf die starke Aufwertung des Abhitzedampfprozesses durch die höheren Frischdampfparameter zurückzuführen.

Den gleichen Effekt findet man auch beim Kombikraftwerk, welches für eine Gasturbine mit einer ISO-TET von 1400 °C ausgelegt wurde (Bild 6.25).

Durch die Begrenzung auf die Frischdampfparameter 550 °C/12 MPa findet man den maximalen Wirkungsgrad von 52,2 % bei einem optimalen Verdichterdruckverhältnis von 40. Läßt man jetzt ebenfalls 650 °C/18 MPa als maximale Frischdampfparameter zu, so ergibt sich der Kurvenverlauf über dem Verdichterdruckverhältnis nach Bild 6.25. Bis zu einem Verdichterdruckverhältnis von 30 hat der Wirkungsgrad des Kombikraftwerks um 0,47 %-Punkte auf 52,67 % zugenommen. Die dargestellte Kurve läßt kein optimales Verdichterdruckverhältnis erkennen, allerdings führten die Berechnungen mit niedrigeren Druckverhältnissen zu keinen sinnvollen Auslegungen (s.o.).



**Bild 6.24:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit der maximalen Frischdampfparameter des Abhitzedampfprozesses bei einer ISO-TET von 1300 °C



**Bild 6.25:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit der maximalen Frischdampfparameter des Abhitzedampfprozesses bei einer ISO-TET von 1400 °C



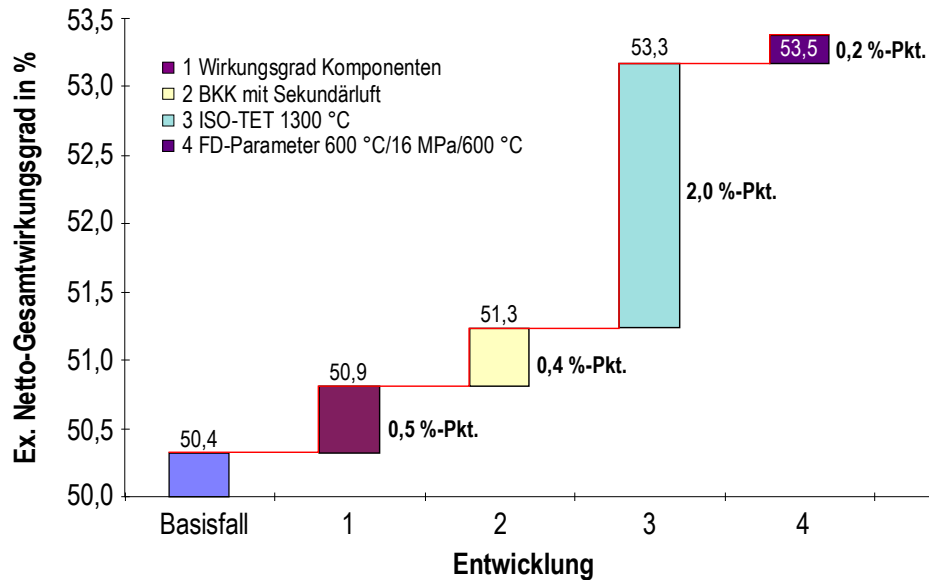
### 6.2.5 Zusammenfassung der Potentiale

Ebenso wie für das Steinkohledampfkraftwerk wurde für das Basis Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR ein Zukunftsszenario erstellt. Als erstes Verbesserungspotential sind die Wirkungsgrade einzelner Anlagenkomponenten (z.B. Gas-, Dampfturbine, Generator) angehoben worden. Anschließend ist anstelle der mit MD-Siedewasser gekühlten eine luftgekühlte Brennkammer den Berechnungen zugrunde gelegt worden. Als dritte Maßnahme wurde die ISO-Gasturbineneintrittstemperatur und schließlich die Frischdampfparameter des Abhitzedampfprozesses erhöht. Die dazu notwendigen Annahmen sind in Tabelle 6.6 zusammengefaßt. Wie zu erkennen ist, wurde das Zukunftsszenario wieder in zwei Entwicklungsschritte aufgeteilt.

**Tabelle 6.6:** Annahmen zur Berechnung des Zukunftsszenarios für das Basis Kombikraftwerk

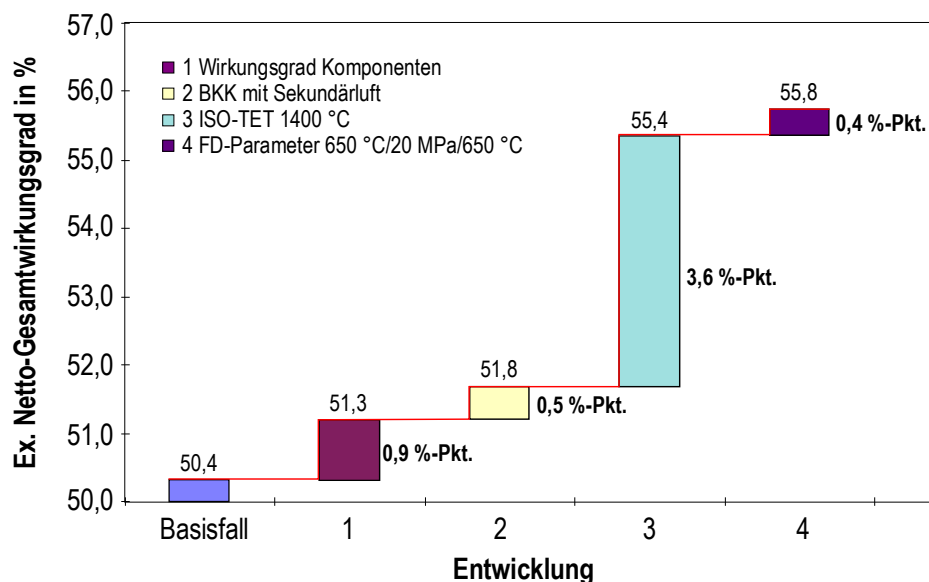
	Parameter	Entwicklungsschritt 1	Entwicklungsschritt 2
1	Komponentenwirkungsgrade: Pumpen und Verdichter Gasturbinenverdichter Gasturbinenstufe Dampfturbinenstufe Generator Kondensatorgrädigkeit	86,0 % 86,0 % 90,28 % 87,0 % 98,85 % 1,0 K	87,0 % 87,0 % 91,28 % 88,0 % 99,0 % 0,5 K
2	Maximale Wandtemperatur bei Luftkühlung	750 °C	1000 °C
3	ISO-Gasturbineneintrittstemperatur	1300 °C	1400 °C
4	Max. Frischdampfparameter Abhitzedampfprozeß	600 °C/16 MPa	650 °C/20 MPa

Das Ergebnis des ersten Schrittes ist in Bild 6.26 dargestellt. Ausgehend von dem exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad des Basis Kombikraftwerks von 50,4 % führt die Anhebung der Komponentenwirkungsgrade zu einer Wirkungsgradverbesserung um 0,5 %-Punkte auf 50,9 %. Durch den Wechsel auf eine luftgekühlte DKSF-Brennkammer, bei der die Linertemperatur mit einer maximalen Temperatur von 750 °C betrieben werden kann (s. Kap. 6.2.2), wird der Wirkungsgrad auf 51,3 % gesteigert. Die höhere maximale Betriebstemperatur des Kühlmantels gegenüber der Berechnung in Kap. 6.2.2, wo eine maximale Temperatur von 500 °C angenommen worden ist, führt zu geringeren Druckverlusten im Ringspalt. Der höchste Wirkungsgradanstieg wird durch Anhebung der ISO-TET auf 1300 °C bewirkt. Durch diese Maßnahme steigt der Wirkungsgrad um 2 %-Punkte auf 53,3 %. Mit Anhebung der ISO-TET ist auch eine höhere Abgastemperatur der Gasturbine verbunden. Lassen sich die maximalen Frischdampfparameter des Abhitzedampfprozesses an dieses Niveau auf 600 °C/16 MPa/600 °C anpassen, so steigt der Wirkungsgrad nochmals um 0,2 %-Punkte auf 53,5 %. Dieser Wert entspricht einem Netto-Gesamtwirkungsgrad von 54,6 % bezogen auf den Brennwert und einem Netto-Gesamtwirkungsgrad von 56,5 % bezogen auf den Heizwert. Zum Vergleich: der auf  $H_u$  bezogene Gesamtwirkungsgrad beträgt für das Basis Kombikraftwerk 53,4 %.



**Bild 6.26:** Entwicklung des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads durch Ausnutzung der Verbesserungspotentiale nach Tabelle 6.6 (Entwicklungsschritt 1)

Gegenüber dem ersten Entwicklungsschritt wurde für den zweiten Schritt (s. Bild 6.27) eine nochmalige Anhebung der Komponentenwirkungsgrade, der maximalen Wandtemperatur bei Luftkühlung, der ISO-TET und der maximalen Frischdampfparameter unterstellt (s. Tabelle 6.6).



**Bild 6.27:** Entwicklung des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads durch Ausnutzung der Verbesserungspotentiale nach Tabelle 6.6 (Entwicklungsschritt 2)

In diesem Fall führen die verbesserten Komponentenwirkungsgrade zu einem Anstieg des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads um 0,9 %-Punkte auf 51,3 %. Die luftgekühlte Brennkammer erhöht den Wirkungsgrad um 0,5 %-Punkte. Die Anhebung der ISO-TET um 200 K auf 1400 °C bewirkt einen Wirkungsgradzuwachs von 3,6 %-Punkte auf 55,4 %.

Wird für dieses Kraftwerkskonzept noch eine Anhebung der maximalen Frischdampfparameter des Abhitzedampfprozesses auf 650 °C/20 MPa/650 °C angenommen, so kann der Wirkungsgrad noch mal um 0,4 %-Punkte auf 55,8 % angehoben werden. Dieser exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad der Zukunftsversion eines Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR entspricht einem Netto-Gesamtwirkungsgrad von 57,0 % bezogen auf den Brennwert und einem Netto-Gesamtwirkungsgrad von 59,0 % bezogen auf den Heizwert.

## 7 Zusammenfassung

Der Vermeidung von CO<sub>2</sub>-Emissionen durch Steigerung der Effizienz bei der Umwandlung in kohlebefeuterten Kraftwerken wird eine besondere Bedeutung beigemessen. Diese Bedeutung wird insbesondere in Deutschland durch die hohe Importabhängigkeit des kohlenstoffarmen Brennstoffs Erdgas sowie dem angestrebten Ausstieg aus der Kernenergienutzung unterstrichen.

Neben der Weiterentwicklung des konventionellen Dampfkraftwerkes stellt ein Kombikraftwerk mit Druckkohlenstaubfeuerung (DKSF) und Hochtemperaturgasreinigung (HTGR) eine interessante Alternative zur Stromerzeugung aus Kohle dar. Da bislang keine ausgeführten Kombikraftwerke mit DKSF und HTGR existieren sind im Rahmen dieser Arbeit thermodynamische Abschätzungen über den erwarteten Wirkungsgrad dieses Kombiprozesses durchgeführt worden. Dabei wurde unterstellt, daß die für diesen Prozeß notwendige HTGR, die eine Schlüsselkomponente auf dem Weg zur Realisierung dieses Kombikraftwerksprozesses darstellt, bereits existiert. Mit den bisher betriebenen Versuchsanlagen konnte der von den Gasturbinenherstellern geforderte Reinheitsgrad des DKSF-Abgases noch nicht erreicht werden.

Zur Bewertung neuer Kohleverstromungstechniken bedarf es eines sinnvollen Vergleichsmaßstabes. Dazu wurde ein konventionelles Steinkohledampfkraftwerk benutzt, welches zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit dem Stand der Technik entsprechend hätte gebaut werden können. Dieser als Referenz Steinkohledampfkraftwerk bezeichnete Vergleichsprozess ist für eine elektrische Netto-Leistung von 350 MW ausgelegt worden. Der Dampferzeuger liefert Frischdampf mit den Parametern 605 °C/27,5 MPa bzw. 625 °C/5,8 MPa (ZÜ). Durch eine neunstufige Speisewasservorwärmung tritt das Kesselspeisewasser mit 300 °C in den Dampferzeuger ein. Die Umgebungsbedingungen sind zu 15 °C/101,3 kPa bei einer relativen Luftfeuchte von 60 % festgelegt worden, wodurch sich ein Kondensatordruck von 3,5 kPa ergeben hat. Für dieses Referenz Steinkohledampfkraftwerk wurde ein exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad von 44,7 %, ein auf den Brennwert der Steinkohle bezogener Netto-Gesamtwirkungsgrad von 45,7 % und ein auf den Heizwert bezogener Netto-Gesamtwirkungsgrad von 47,3 % ermittelt.

Zur thermodynamischen Analyse eines Kombiprozesses mit DKSF und HTGR ist ein Basis Kombikraftwerk für eine Gasturbine mit einer Turbineneintrittstemperatur (ISO-TET) von 1200 °C ausgelegt worden. In Anlehnung an eine Siemens Gasturbine vom Typ V94.3A ist der Verdichteransaugmassenstrom zu 610 kg/s festgelegt worden. Das optimale Verdichterdruckverhältnis der Gasturbine ist durch eine Parametervariation zu 18 bestimmt worden, wodurch sich eine elektrische Klemmenleistung der Gasturbine von 220,1 MW ergeben hat. Durch die Annahme eines relativen Druckverlustes von 5 % in der HTGR hat sich für diese Auslegung ein absoluter Druckverlust von 90 kPa eingestellt. Der

Gasturbine wurde ein Drei-Druck Abhitzedampfprozeß nachgeschaltet, bei dem sich aufgrund vorgegebener Randbedingungen die Frischdampfparameter 543°C/12 MPa bzw. 543 °C/5,29 MPa (ZÜ) ergeben haben. Bei den gleichen Umgebungsbedingungen wie für das Referenz Steinkohledampfkraftwerk hat sich ebenfalls ein Kondensatordruck von 3,5 kPa eingestellt. Die Klemmenleistung der Dampfturbine hat mit 120,3 MW, nach Abzug des elektrischen Eigenbedarfs (12,7 MW), zur Netto-Kraftwerksleistung von 327,7 MW beigetragen. Für das Basis Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR wurde ein exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad von 50,4 %, ein auf den Brennwert der Steinkohle bezogener Netto-Gesamtwirkungsgrad von 51,5 % und ein auf den Heizwert bezogener Netto-Gesamtwirkungsgrad von 53,3 % ermittelt. Damit ist der exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad des Basis Kombikraftwerks um 5,7 %-Punkte höher als der des Referenz Steinkohledampfkraftwerks.

Die für diese beiden Kraftwerksprozesse durchgeführte Wirtschaftlichkeitsbetrachtung hat ergeben, daß aus dem Wirkungsgradvorteil eine wirtschaftliche Zusatzinvestition von 61 €/kW (Importsteinkohle) resultiert. Die über die Lebensdauer gemittelten Stromgestehungskosten betragen dabei 3,2 Cent/kWh. Würde anstelle der Importsteinkohle eine fiktive Steinkohle mit einem spezifischen Brennstoffpreis von 5 €/GJ in die Kraftwerksprozesse eingesetzt, so stiege die wirtschaftliche Zusatzinvestition auf 216 €/kW (Stromgestehungskosten 6,2 Cent/kWh). Ein zweiter Berechnungsansatz hat gezeigt, daß durch Minderung der jährlichen Ausnutzungsdauer der Wirkungsgradvorteil des Basis Kombikraftwerks bereits nach 404 h (Importsteinkohle) bzw. 1261 h (Fiktive Steinkohle) wieder verloren geht.

Ausgehend von diesem Basis Kombikraftwerk sind umfangreiche thermodynamische Auslegungsrechnungen durchgeführt worden, um den Einfluß ausgewählter Auslegungsparameter auf den Anlagenwirkungsgrad zu untersuchen.

Durch eine Sensitivitätsanalyse konnte der Einfluß der Auslegung des Kohletransports auf den Kombiprozeß aufgezeigt werden. Unter der Annahme, daß die zum Kohletransport verwendete Verdichterluft aus Gründen des Explosionsschutzes nicht bis auf 80 °C, sondern nur geringfügig bis auf 350 °C gekühlt werden müßte, ließe sich der exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad des Kombikraftwerks um 0,3 %-Punkte auf 50,7 % steigern. Wäre eine weitere Absenkung der Transportlufttemperatur bis auf 50 °C notwendig, so würde der Wirkungsgrad gegenüber dem Basisfall nur noch geringfügig niedriger ausfallen.

Der Einfluß der noch nicht entwickelten HTGR ist anhand der Variation des relativen Druck- und Wärmeverlustes, sowie eines möglichen elektrischen Eigenbedarfs abgeschätzt worden. Für den Auslegungsfall mit einem relativen Druckverlust von 0 % (theoretischer Grenzwert) steigt der Wirkungsgrad des Kombikraftwerks um ca. 0,5 %-Punkte. Dieser Wirkungsgradanstieg zeigt, daß Bemühungen um einen relativen Druckverlust in der

HTGR < 5 % durchaus lohnenswert sind. Auf der anderen Seite ist auch untersucht worden wie sich höhere Druckverluste auf den Anlagenwirkungsgrad auswirken. Bei einem relativen Druckverlust von 10 %, welcher einem absoluten Druckverlust von 190 kPa entsprechen hat, fällt der Wirkungsgrad um 0,4 %-Punkte auf 50,0 %. Mit einem relativen Druckverlust von 20 % in der HTGR erreicht man noch einen exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad von 48,9 % und liegt damit 1,5 %-Punkte unter dem des Basis Kombikraftwerks. Diesem Extremwert entsprach ein absoluter Druckverlust von 400 kPa. Trotz der Annahme dieses sehr hohen Druckverlustes in der HTGR ergibt sich noch ein Wirkungsgrad, der um 4,2 %-Punkte oberhalb dem des Referenz Steinkohledampfkraftwerks liegt. Daraus kann man ableiten, daß das Kombikraftwerk trotz des Druckverlustes in der HTGR einen höheren Wirkungsgrad aufweisen wird als das Referenz Steinkohledampfkraftwerk.

Unter der Voraussetzung, daß die HTGR zur Vermeidung von Wärmeverlusten mit einer sehr guten Isolierung ausgestattet sein wird, sind die relativen Verluste beim Basisfall nur zu 0,25 % angesetzt worden. Betrachtet man auch für diesen Parameter den theoretischen Grenzfall (relativer Wärmeverlust 0 %), so kann dadurch der Wirkungsgrad des Kombikraftwerks maximal um ca. 0,1 %-Punkte gesteigert werden. Sollte dagegen der relative Wärmeverlust höher ausfallen als für den Basisfall angenommen, so wurde berechnet, daß bei einem Verlust von 2,5 % der Wirkungsgrad auf 49,8 % und bei einem Verlust von 5 % auf 49,2 % absinkt. Bei den Auslegungen ist bereits berücksichtigt worden, daß 90 % der aus der HTGR durch Wärmeverluste abgeführten Energie mittels einer Kühlung für den Abhitzedampfprozeß zurückgewonnen werden.

Als letzter Parameter ist noch untersucht worden, wie sich ein eventueller elektrischer Eigenbedarf der HTGR auf den Kraftwerkswirkungsgrad auswirken würde. Dazu ist ein spezifischer Eigenbedarf in kWh/10<sup>6</sup>m<sup>3</sup>(i.N.) für die HTGR angenommen und variiert worden. Dabei hat sich herausgestellt, daß bei einem Bedarf von 1500 kWh/10<sup>6</sup>m<sup>3</sup>(i.N.) — entsprechend etwa dem elektrischen Eigenbedarf (3,4 MW) der Rauchgasentschwefelungsanlage — der Wirkungsgrad um 0,5 %-Punkte abnimmt. Bei einer Verdopplung des spezifischen Eigenbedarfs, was einer Leistung von 6,7 MW (2 % der Brutto-Kraftwerksleistung) entsprach, hat sich ein Wirkungsgrad von 49,4 % ergeben.

Die Untersuchung dieser Einzeleinflüsse hat gezeigt, daß durch die HTGR vertretbare Wirkungsgradeinbußen zu erwarten sind. Selbst durch die Annahme von extremen Verlusten lag der Wirkungsgrad der Auslegungsrechnungen deutlich oberhalb des Ergebnisses für das Referenz Steinkohledampfkraftwerk. Erst für den Fall, daß mehrere Parameter der HTGR Extremwerte annehmen würden, könnte es zu einem Wirkungsgradpotential führen, welches die Weiterentwicklung als nicht sinnvoll erscheinen lassen würde.

Als weitere Einflußgröße ist der Temperaturabstand zwischen dem Rauchgas hinter der HTGR und dem Aschefließpunkt der eingesetzten Steinkohle untersucht worden. Der Temperaturabstand ist Voraussetzung für einen sicheren Betrieb des Flüssigascheabschei-

ders. Er wird über die Luftzahl der DKSF-Brennkammer eingestellt und wirkt sich damit auch auf den zur Kühlung aus der Brennkammer abzuführenden Wärmestrom aus. Stiege der Temperaturabstand von den für das Basis Kombikraftwerk angenommenen 150 K bis auf 300 K, so nimmt der exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad um 0,3 %-Punkte auf 50,1 % ab. Gegenüber dem Basisfall nimmt die aus der DKSF-Brennkammer auszukoppelnde Wärme dabei von 2 % auf ca. 4 % zu. Für eine Extremwertauslegung bei der das  $\Delta T$  600 K betragen würde, fiel der Wirkungsgrad aufgrund der Zunahme der Brennkammerkühlung um ungefähr 10 % bis auf 49,2 %.

Neben dem Gasturbinenprozeß wurden auch Auslegungsparameter des Abhitzedampfprozesses untersucht. Aufgrund des im Abgas enthaltenen Schwefeldioxids ist die Rauchgastemperatur am Austritt des Abhitzedampferzeugers (AHDE) nach unten begrenzt. Der Schwefelsäuretaupunkt wurde für das Basis Kombikraftwerk zu 128 °C ermittelt. Da diese Berechnung mit Unsicherheiten behaftet ist, ist die Rauchgastemperatur am AHDE-Austritt auf 140 °C begrenzt worden. Müßte diese Temperatur sogar bis auf 150 °C angehoben werden, so würde der exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad durch den Anstieg der Abgasverluste um fast 0,3 %-Punkte niedriger ausfallen. Der Einsatz schwefelsäureresistenter Materialien am Austritt des AHDE würde die Absenkung der Rauchgastemperatur bis auf 100 °C ermöglichen. Diese Maßnahme hätte eine Wirkungsgradsteigerung um ca. 0,6 %-Punkte auf 51,0 % zur Folge.

Weiterhin ist die Anzahl der Druckstufen (3-Druck, 2-Druck, 1-Druck) im AHDE variiert worden. Aus Gründen der Vergleichbarkeit mußte die Brennkammerkühlung dazu als HD-Verdampfer ausgelegt werden. Durch die Auslegung des Kombikraftwerks mit einer HD-Siedewasser gekühlten DKSF-Brennkammer steigt der Wirkungsgrad um 0,2 %-Punkte auf 50,6 %. Wird der Kraftwerksprozeß statt mit einem 3-Druck AHDE mit einem 2- bzw. 1-Druck AHDE ausgeführt, so fällt der Wirkungsgrad auf 49,7 % bzw. auf 48,7 %, d.h. um 0,9 %-Punkte bis 1,9 %-Punkte. Die starke Wirkungsgradabnahme konnte einerseits auf die zunehmenden Exergieverluste bei der Wärmeübertragung im AHDE und andererseits auf die stark ansteigenden Abgasverluste zurückgeführt werden. Aufgrund der geringen Anzahl an Wärmequellen und den nicht vorhandenen Wärmesenken ist der Abhitzedampfprozeß mit dem eines Erdgas GUD vergleichbar.

Zusätzlich zu den Auswirkungen von Druckverlusten vor der Gasturbine (HTGR) ist auch der Einfluß von Druckverlusten bei der Gasturbinenabhitzennutzung am Beispiel des  $\text{DeNO}_x$ -Katalysators im AHDE untersucht worden. Zum derzeitigen Entwicklungsstand des Kombikraftwerks können noch keine genauen Aussagen über die Höhe der zu erwartenden  $\text{NO}_x$ -Emissionen der DKSF-Brennkammer getroffen werden. Dies führt dazu, daß auch der durch den  $\text{DeNO}_x$ -Katalysator verursachte Druckverlust noch nicht genau festgelegt werden kann. Würde kein Katalysator zur Einhaltung der Emissionsgrenzwerte notwendig sein, so stiege der Wirkungsgrad um 0,2 %-Punkte. Sollte dagegen der relative

Druckverlust bis auf 20 % (Extremwert wie bei der Parametervariation des Druckverlustes in der HTGR) ansteigen, so würde dies einen Wirkungsgradabfall um 2,1 %-Punkte auf 48,3 % hervorrufen. Ein Vergleich zwischen dem Einfluß von Druckverlusten vor (HTGR) und nach (DeNO<sub>x</sub>-Katalysator) der Gasturbine hat gezeigt, daß sich die Verluste nach der Gasturbine stärker auswirken.

Im zweiten Teil der Arbeit sind die Wirkungsgradpotentiale des konventionellen Steinkohledampfkraftwerks und des Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR abgeschätzt worden, welche die Weiterentwicklung konventioneller Anlagenkomponenten zukünftig erwarten lassen. Mittels der Berechnung zweier Zukunftsszenarien wurden für das Steinkohledampfkraftwerk die Potentiale abgeschätzt, die sich durch die Erhöhung von Komponentenwirkungsgraden, die Anhebung der Kesselspeisewassertemperatur und der Frischdampfparameter sowie die Einführung einer zweiten Zwischenüberhitzung ergeben. Für das erste Szenario konnte durch Anhebung von Komponentenwirkungsgraden ausgehend vom Referenz Steinkohledampfkraftwerk der exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad von 44,7 % um 0,3 %-Punkte gesteigert werden. Die Erhöhung der Kesselspeisewassertemperatur auf 325 °C führte zu einem Wirkungsgradanstieg um 0,1 %-Punkte. Der höchste Zugewinn konnte durch die Anhebung der Frischdampfparameter auf 650 °C/30 MPa und 670 °C/7,1 MPa (ZÜ) erzielt werden. Dieser betrug 1,1 %-Punkte. Die Einführung einer zweiten Zwischenüberhitzung mit einer Temperatur von 670 °C erbrachte eine weitere Wirkungsgraderhöhung um 0,4 %-Punkte auf 46,6 %. Diesem Wert entspricht ein auf den Brennwert ( $H_0$ ) der Steinkohle bezogener Netto-Gesamtwirkungsgrad von 47,6 % und ein auf den Heizwert ( $H_u$ ) bezogener Netto-Gesamtwirkungsgrad von 49,3 %.

Beim zweiten Szenario wurden für die ausgewählten Anlagenkomponenten nochmals die Wirkungsgrade angehoben. Gegenüber dem Referenzkraftwerk konnte damit der Wirkungsgrad um 0,6 %-Punkte gesteigert werden. Die Kesselspeisewassertemperatur wurde zu 350 °C angenommen und ergab wieder eine 0,2 %-tige Wirkungsgradzunahme. Für die Frischdampfparameter ist unterstellt worden, daß sie auf 700 °C/35 MPa bzw. 720 °C/8,8 MPa angehoben werden könnten. Dabei ist der Wirkungsgrad um 2,4 %-Punkte gestiegen. Auch für das zweite Szenario ist der Prozeß anschließend mit einer doppelten Zwischenüberhitzung ausgelegt worden, wodurch der Wirkungsgrad noch um 0,4 %-Punkte auf 48,3 % angehoben werden konnte. Ein solches Steinkohledampfkraftwerk käme damit auf einen auf  $H_0$  bezogenen Netto-Gesamtwirkungsgrad von 49,3 % und einen auf  $H_u$  bezogenen Netto-Gesamtwirkungsgrad von 51,1 %.

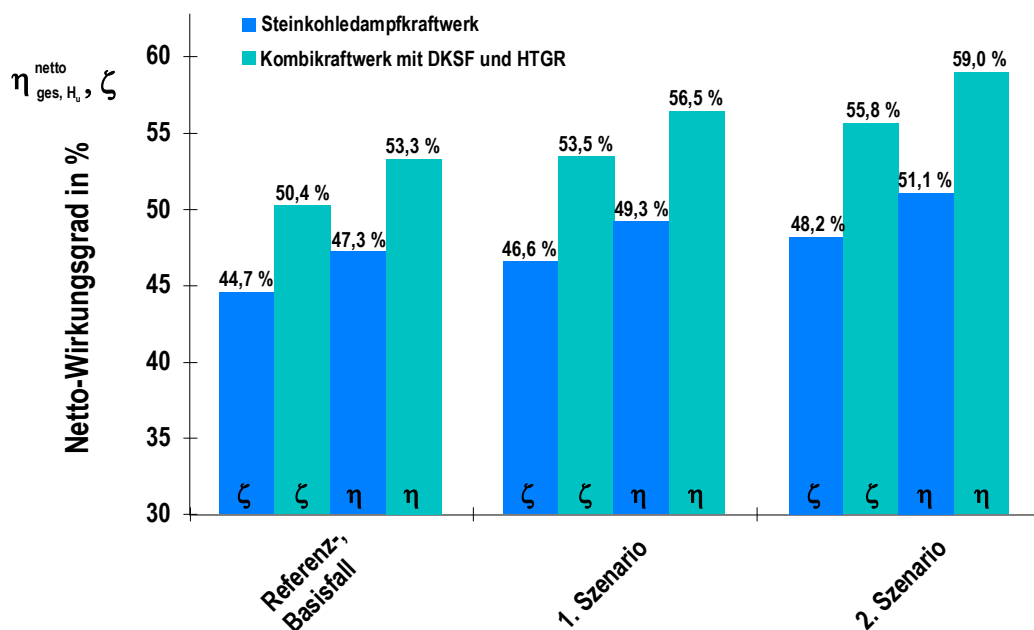
Bei den Szenarien für das Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR sind die folgenden Entwicklungsschritte untersucht worden: Anhebung von Komponentenwirkungsgraden, Einführung einer luftgeköhlten DKSF-Brennkammer, Erhöhung der ISO-Gasturbineneintrittstemperatur und der maximalen Frischdampfparameter des Abhitzedampfprozesses. Im Vergleich zum Basis Kombikraftwerk konnte der exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad



von 50,4 % durch die Einzelmaßnahmen (Komponentenwirkungsgrade 0,5 %-Punkte, luftgekühlte Brennkammer 0,4 %-Punkte, ISO-TET 1300 °C 2,0 %-Punkte, maximale Frischdampfparameter 600 °C/16 MPa/600 °C 0,2 %-Punkte) auf 53,5 % gesteigert werden. Dies entspricht einem Netto-Gesamtwirkungsgrad von 54,6 % ( $H_0$ ) und einem Netto-Gesamtwirkungsgrad von 56,5 % ( $H_u$ ).

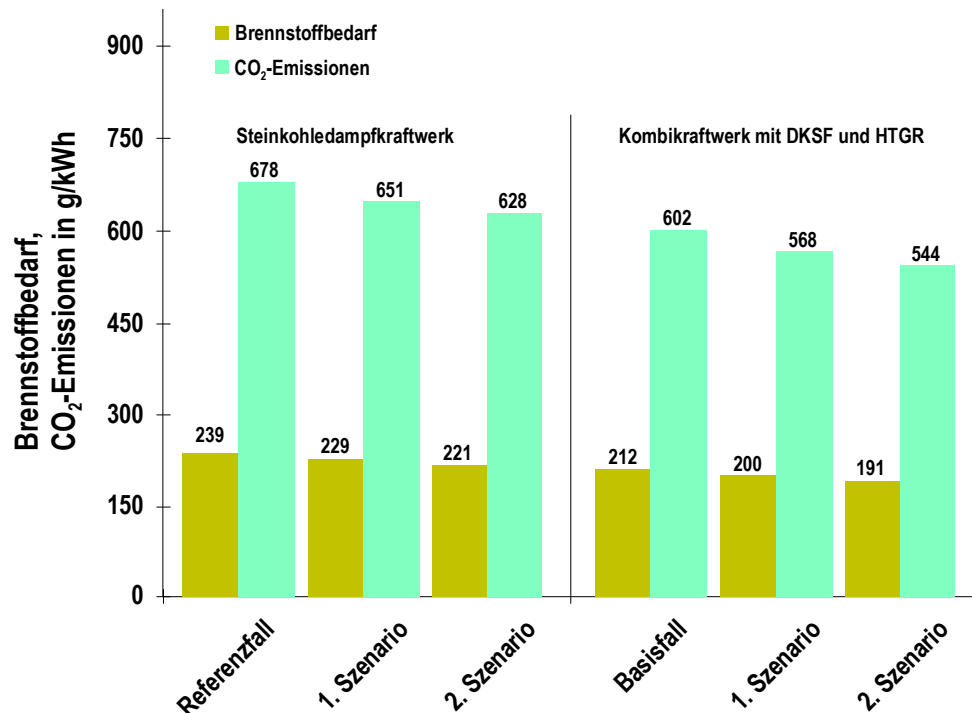
Das zweite Szenario ging wiederum vom Basiskraftwerk aus und erbrachte einen exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad von 55,8 %. Die Einzelmaßnahmen ergaben dabei folgende Wirkungsgradverbesserungen: Komponentenwirkungsgrade 0,9 %-Punkte, luftgekühlte Brennkammer 0,5 %-Punkte, ISO-TET 1400 °C 3,6 %-Punkte, maximale Frischdampfparameter 650 °C/20 MPa/650 °C 0,4 %-Punkte. Dieser exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad entspricht einem auf  $H_0$  bezogenen Netto-Gesamtwirkungsgrad von 57,0 % und einem auf  $H_u$  bezogenen Netto-Gesamtwirkungsgrad von 59,0 %.

Einen Vergleich der oben erläuterten Ergebnisse für die Zukunftsszenarien zeigt Bild 7.1.



**Bild 7.1:** Vergleich von Netto-Wirkungsgraden des Steinkohledampfkraftwerks und des steinkohlenbefeuerten Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR

In Bild 7.2 sind noch die Auswirkungen bezüglich Ressourcenschonung (ausgedrückt durch den spezifischen Brennstoffbedarf) und auf die Emissionsminderung (ausgedrückt durch die spezifischen CO<sub>2</sub>-Emissionen) vergleichend dargestellt.



**Bild 7.2:** Vergleich des spezifischen Brennstoffbedarfs und der spezifischen CO<sub>2</sub>-Emissionen des Steinkohledampfkraftwerks und des steinkohlenbefeuerten Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR

Im Rahmen dieser Arbeit ist ein thermodynamisches Berechnungsmodell für ein steinkohlebefeuertes Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR entwickelt worden. Mit diesem Modell konnten dadurch im Gegensatz zu anderen Veröffentlichungen wesentlich gesicherte Angaben zum Wirkungsgradpotential des untersuchten Prozesses gemacht werden. Durch den Beitrag dieser Arbeit ist damit der Nachweis erbracht worden, daß Kombikraftwerke mit DKSF unter der Annahme der Realisierbarkeit der notwendigen HTGR zukünftig einen entscheidenden Beitrag zur rationellen Energieumwandlung und damit zur Primärenergieeinsparung und CO<sub>2</sub>-Vermeidung leisten können.

Der derzeitige Entwicklungsstand des Kombikraftwerks läßt allerdings noch keine belastbaren Angaben über dessen spezifischen Anlagenpreise zu. Neben den Investitionen ist die Verfügbarkeit von entscheidender Bedeutung für einen wirtschaftlichen Betrieb eines Kraftwerks. Zur Abschätzung der Umsetzbarkeit dieses Kraftwerkskonzepts in eine kommerziell betreibbare Stromerzeugungsanlage, wird aufgrund des hohen Wirkungsgradpotentials und der guten Fortschritte auf dem Gebiet der HTGR die Entwicklung einer Demonstrationsanlage als sinnvoll erachtet.

## Anhang

### A Annahmen für die Berechnung der Kraftwerksprozesse

Tabelle A.1: Gemeinsame Annahmen für die Berechnung der Kraftwerksprozesse

<b>Umgebungsbedingungen</b>		
Druck	101,3	kPa
Temperatur	15	°C
Relative Feuchte	60	%
<b>Zusammensetzung trockener Luft</b>		
Sauerstoff	0,2315	Mass.-Anteil
Kohlendioxid	0,0005	Mass.-Anteil
Stickstoff	0,7553	Mass.-Anteil
Argon	0,0128	Mass.-Anteil
<b>Zusammensetzung Brennstofffördermedium</b>		
Sauerstoff	0,2300	Mass.-Anteil
Wasserdampf	0,0064	Mass.-Anteil
Kohlendioxid	0,0005	Mass.-Anteil
Stickstoff	0,7505	Mass.-Anteil
Argon	0,0128	Mass.-Anteil
Schwefeldioxid	0	Mass.-Anteil
Wasserstoff	0	Mass.-Anteil
Kohlenmonoxid	0	Mass.-Anteil
Methan	0	Mass.-Anteil
Schwefelwasserstoff	0	Mass.-Anteil
Kohlendioxidsulfid	0	Mass.-Anteil
<b>Brennstoffeigenschaften</b>		
Kohleart	Steinkohle	
Kohlesorte	Ensdorf	
Kohlenstoff (roh)	0,7730	Mass.-Anteil
Wasserstoff (roh)	0,0489	Mass.-Anteil
Sauerstoff (roh)	0,0706	Mass.-Anteil
Stickstoff (roh)	0,0186	Mass.-Anteil
Schwefel (roh)	0,0080	Mass.-Anteil
Asche (roh)	0,0618	Mass.-Anteil
Wasser	0,0190	Mass.-Anteil
Brennwert	33022	kJ/kg
Aschefließpunkt	1285	°C
<b>Annahmen für Kohletrocknung und -aufbereitung</b>		
Restwassergehalt nach Trocknung	1,5	%
Wirkungsgrad des Saugzuges	85	%
Gasseitiger Gesamtdruckverlust	50	kPa
Spezifischer Mahlaufwand	15	kWh/t
Wärmeverlust der Mühle	10	%
Sichtertemperatur	130	°C
<b>Annahmen für Verbrennungsrechnung</b>		
Molare Masse von Kohlenstoff	12,0110	kg/kmol
Molare Masse von Schwefel	32,0602	kg/kmol
Anzahl erf. Mole O <sub>2</sub> für ein Mol C	1,0	kmol/kmol
Anzahl erf. Mole O <sub>2</sub> für ein Mol H <sub>2</sub>	0,5	kmol/kmol
Anzahl erf. Mole O <sub>2</sub> für ein Mol S	1,0	kmol/kmol
Anzahl erf. Mole O <sub>2</sub> für ein Mol CO	0,5	kmol/kmol

Anzahl entst. Mole CO <sub>2</sub> aus einem Mol C	1,0	kmol/kmol
Anzahl entst. Mole H <sub>2</sub> O aus einem Mol H <sub>2</sub>	1,0	kmol/kmol
Anzahl entst. Mole SO <sub>2</sub> aus einem Mol S	1,0	kmol/kmol
Anzahl entst. Mole CO aus einem Mol C	1,0	kmol/kmol
Heizwert von CO	10103	kJ/kg
<b>Annahmen zur Berechnung des Schwefelsäuretaupunkts</b>		
Konstanten A bis D		
A	0,0029880	1/K
B	0,0000597	1/K
C	0,0001161	1/K
D	0,0000062	1/K
Konversionsrate SO <sub>2</sub> => H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	5	%
<b>Eigenschaften der Entstickungsanlage (DeNO<sub>x</sub>)</b>		
Spezifischer elektrischer Eigenbedarf (Anteil von Brutto-Leistung)	0,1	%
Relativer Wärmeverlust	0,1	%
<b>Eigenschaften der Rauchgasentschwefelungsanlage (REA)</b>		
Austrittstemperatur	50	°C
Spezifischer elektrischer Eigenbedarf	2000	kWh/10 <sup>6</sup> m <sup>3</sup> (i.N.)
Relativer Druckverlust des Absorbers	0,5	%
<b>Annahmen für Kühlwasserkreislauf und Kühlturm</b>		
Kühlgrenzabstand	10	K
Kühlzonenbreite	8	K
Kondensatorgrädigkeit Hauptkondensator	1,5	K
Relativer kühlwasserseitiger Druckverlust der Kondensatoren	0,5	%
Höhe der Kühlturm-Rieselebene über Pumpenniveau	16	m
Mechanischer Pumpenwirkungsgrad	99	%
Isentroper Wirkungsgrad der Kühlwasserpumpe	85	%
Anteil vom Kühlwasser zur Entsalzungsanlage	0,25	%
Relativer Druckverlust des Kühlturms	1	%
Relative Feuchte der austretenden Luft	98	%
<b>Wirkungsgrad Generator</b>		
Wirkungsgrad Generator	98,7	%
<b>Annahmen für die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung</b>		
Lebensdauer	20	a
Ausnutzungsdauer	8000	h/a
Spezifischer Anlagenpreis der Referenzanlage (Steinkohledampfkraftwerk)	870	€/kW
Spezifischer Brennstoffpreis (Fiktive Steinkohle)	5	€/GJ
Spezifischer Brennstoffpreis (Importkohle)	1,42	€/GJ
Annuitätsfaktor	15	%/a

**Tabelle A.2:** Annahmen für das Referenz Steinkohledampfkraftwerk

<b>Hauptauslegungsgröße</b>		
Netto-Gesamtleistung	350	MW
<b>Eigenbedarf als prozentualer Anteil der Brutto-Anlagenleistung</b>		
DeNO <sub>x</sub> -Anlage	0,1	%
Kohletransport	0,05	%
Transformatorverluste	0,5	%
Sonstiger	0,5	%
<b>Eigenschaften der Brennkammer</b>		
Luftzahl	1,15	
Relativer Druckverlust in Brennkammer	2,5	%
Relativer Wärmeverlust der Brennkammer	0,4	%
Anteil unverbrannter Brennstoff in Schlacke	0,001	kg/kg
Anteil des Kohlenstoffs der nur bis CO reagiert	0,001	kg C / kg C
Temperatur am Aschetrichter	1000	°C
<b>Eigenschaften des Frischlüfters</b>		
Isentropenwirkungsgrad	85	%
Druckverhältnis (Eintritts-/Austrittsdruck)	1,05	
<b>Eigenschaften des Frischlüfters</b>		
Isentropenwirkungsgrad	85	%
<b>Eigenschaften des Luftvorwärmers (LuVo)</b>		
Relativer Druckverlust rauchgasseitig	1,0	%
Relativer Druckverlust luftseitig	0,5	%
Rauchgastemperatur LuVo-Austritt	105	°C
Verbrennungslufttemperatur LuVo-Austritt	300	°C
<b>Eckdaten des Dampferzeugers</b>		
Speisewassertemperatur Kesseleintritt	300	°C
Frischdampf Temperatur HD	605	°C
Frischdampf Temperatur MD	625	°C
Frischdampfdruck HD	27,5	MPa
Relative rauchgasseitige Druckverluste Dampferzeugerheizflächen	3,5	%
Relative dampfseitige Druckverluste Dampferzeugerheizflächen		
HD-Vorwärmer	5	%
HD-Verdampfer	5	%
HD-Überhitzer	5	%
MD-Überhitzer	5	%
<b>Eigenschaften der Entstaubungsanlage (E-Filter)</b>		
Spezifischer elektrischer Eigenbedarf (Anteil von Brutto-Leistung)	0,12	kWh/10 <sup>3</sup> m <sup>3</sup> (i.N.)
Relativer Druckverlust	1	%
Relativer Wärmeverlust	0,1	%
<b>Eigenschaften der Entstickungsanlage (DeNO<sub>x</sub>)</b>		
Relativer Druckverlust	1	%
<b>Annahmen für Speisewasservorwärmung</b>		
Anzahl Vorwärmstufen	9	
Endtemperatur Speisewasservorwärmung	300	°C
Druck im Speisewasserbehälter	1,02	MPa
Approach-Point Speisewasserbehälter	5	K
Relative wasserseitige Druckverluste		
HD-Vorwärmer	0,5	%
Enthitzer der HD-Vorwärmer	0,5	%
Kondensatkühler der HD-Vorwärmer	0,5	%
ND-Vorwärmer	0,5	%
Enthitzer der ND-Vorwärmer	0,5	%
Kondensatkühler der ND-Vorwärmer	0,5	%

Eintritt Speisewasserbehälter Strom 10	5	%
Relative dampfseitige Druckverluste		
HD-Vorwärmer	5	%
Enthitzer der HD-Vorwärmer	5	%
ND-Vorwärmer	5	%
Enthitzer der ND-Vorwärmer	5	%
Temperaturabstand Heizdampf - Speisewasser HD-Enthitzer	30	K
Temperaturabstände bis zum Siedezustand in HD-Vorwärmern (Approach-Point)		
HD-Vorwärmer	5	K
Temperaturabstände Kondensat - Speisewasser HD-Kondensatkühler		
Kondensatkühler HD-Vorwärmer	5	K
Temperaturabstände bis zum Siedezustand in ND-Vorwärmern (Approach-Point)		
ND-Vorwärmer	5	K
Temperaturabstände Kondensat - Speisewasser ND-Kondensatkühler (Pinch-Point)		
Kondensatkühler ND-Vorwärmer	5	K
<b>Eigenschaften Rohrleitung Dampfkreislauf</b>		
Relative dampfseitige Druckverluste		
HD-Leitung 23	0,5	%
MD-Leitung 27	0,5	%
MD-Leitung 29	0,5	%
Relative dampfseitige Druckverluste in Anzapfleitungen	5	%
<b>Eigenschaften des Dampfkreislaufs</b>		
Druck im Speisewasserbehälter	1,02	MPa
Frischdampf Temperatur HD	605	°C
Frischdampf Temperatur MD	625	°C
HD-Frischdampfdruck	27,5	MPa
Dampfgehalt am ND-Austritt	88	%
<b>Wirkungsgrad Dampfturbinen</b>		
Mittlerer isentroper Stufenwirkungsgrad	91,5	%
<b>Wirkungsgrad Speisewasserpumpenturbine</b>		
Isentroper Wirkungsgrad	88	%
<b>Wirkungsgrade Pumpen</b>		
Isentroper Wirkungsgrad Speisewasserpumpe	85	%
Isentroper Wirkungsgrad Kondensatpumpen	85	%
<b>Annahmen für Kühlwasserkreislauf</b>		
Kondensatorgrädigkeit Nebenkondensator	3	K

**Tabelle A.3:** Annahmen für das Basis Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR

<b>Gesamtenergiebilanz</b>		
DeNOx-Anlage	0,1	%
Sonstiger Eigenbedarf (Anteil an Brutto-Anlagenleistung)	0,35	%
Transformatorverluste (Anteil an Brutto-Anlagenleistung)	0,4	%
<b>Eigenschaften des Kohletransports</b>		
Beladung der Transportluft	1	kg / kg
Temperatur der Transportluft	80	°C
Temperatur des Trockenkohlebunkers	90	°C
Isentroper Wirkungsgrad des Verdichters	85	%
Relativer Druckverlust des Kohletransportluftkühlers	1	%
Relativer Druckverlust der Kohlezumischung	1	%
Primär-/Sekundärluft-Druckverhältnis	1,1	-
<b>Eigenschaften der Brennkammer</b>		
Relativer Druckverlust in Brennkammer	0,5	%
Anteil unverbrannter Brennstoff in Schlacke	0,001	kg/kg
Anteil des Kohlenstoffs der nur bis CO reagiert	0,001	kg C / kg C
Temperatur am Aschetrichter	1450	°C
<b>Brennkammerdimensionierung</b>		
Rauchgasgeschwindigkeit am Eintritt in die Brennkammer	5	m/s
Aufenthaltszeit der Partikel in der Brennkammer	2	s
Partikeldurchmesser	10	µm
<b>Eigenschaften der Brennkammerkühlung</b>		
Schichtdicke flüssige Schlacke	2	mm
Schichtdicke feste Schlacke	10	mm
Dampfgehalt des Kühlmediums am Austritt	20	%
Relativer wasserseitiger Druckverlust	5	%
<b>Annahme Flossenrohrwand</b>		
Rohrinnendurchmesser	30	mm
Rohrwandstärke	5	mm
Flossenlänge	30	mm
Flossenbreite	5	mm
Erdbeschleunigung	9,80665	m/s²
<b>Annahmen für die Verbrennungsluftkühlung</b>		
Relativer kondensatseitiger Druckverlust	5	%
<b>Eigenschaften der Hochtemperaturgasreinigung (HTGR)</b>		
Relativer Wärmeverlust Gasleitung zwischen Brennkammer und HTGR	0,25	%
Relativer Druckverlust HTGR	5	%
Relativer Wärmeverlust HTGR	0,25	%
Relativer Wärmeverlust an Umgebung	10	%
Temperaturabstand zwischen Rauchgas und Aschefließtemperatur	100	K
<b>Eigenschaften des Gasturbinenverdichters</b>		
Verdichterdruckverhältnis	19	-
Isentropenwirkungsgrad	85	%
Ansaugmassenstrom	610	kg/s
Anzahl der Stufen	5	
<b>Eigenschaften der Gasturbine (GT)</b>		
Anzahl der Stufen	4	
Mittlerer isentroper Stufenwirkungsgrad	89,28	%
ISO-Turbineneintrittstemperatur	1200	°C
<b>Relative Druckverluste</b>		
GT-Eintritt	0,1	%
GT-Austritt	0,1	%
1. Leit-/Lauftrad	4	%

2. Leit-/Laufrad	8,5	%
3. Leit-/Laufrad	15	%
Relativer Wärmeverlust	0,01	%
<b>Annahmen zur Berechnung der Kühlluftmassenströme der Gasturbine (vgl. [ELM88])</b>		
Maximale Schaufeltemperaturen		
1. und 2. Leitrad	870	°C
1. und 2. Laufrad	830	°C
3. Leitrad	820	°C
3. Laufrad	780	°C
4. Leitrad	700	°C
Maximale Kühleffektivität		
Filmkühlung	1	
Kondensationskühlung	0,85	
Konstanten a, b für Leit- bzw. Laufräder		
1. Leitrad		
a	0,05	
b	0,9	
1. Laufrad		
a	0,04	
b	0,9	
2. Leitrad		
a	0,05	
b	0,9	
2. Laufrad		
a	0,058	
b	1,25	
3. Leitrad		
a	0,063	
b	1,25	
3. Laufrad		
a	0,058	
b	1,25	
4. Leitrad		
a	0,063	
b	1,25	
Kühlluftmassenstrom 4. Laufrad	0	kg/s
<b>Eigenschaften des Abhitzedampferzeuger (AHDE)</b>		
Austrittstemperatur des Rauchgases	140	°C
Relativer Druckverlust (rauchgasseitig)	3,5	%
<b>Druckverluste in den AHDE-Heizflächen (dampfseitig)</b>		
<b>HD-Schiene</b>		
Relativer Druckverlust HD-Vorwärmer	5	%
Rel. Druckverlust HD-Verdampfer	5	%
Rel. Druckverlust HD-Überhitzer	5	%
<b>MD-Schiene</b>		
Relativer Druckverlust MD-Vorwärmer	5	%
Relativer Druckverlust MD-Verdampfer	5	%
Relativer Druckverlust MD-Überhitzer	5	%
<b>ND-Schiene</b>		
Relativer Druckverlust ND-Vorwärmer	5	%
Relativer Druckverlust ND-Verdampfer	5	%
Relativer Druckverlust ND-Überhitzer	5	%
<b>Kondensatschiene</b>		
Relativer Druckverlust Kondensatvorwärmer	5	%
<b>Temperaturabstände zwischen Rauchgas und Wasser/Dampf im AHDE (Pinch-Point)</b>		



HD/MD/ND-Vorwärmer	10	K
HD/MD/ND-Verdampfer	15	K
HD/MD/ND-Überhitzer	18	K
<b>Temperaturabstände bis zum Siedezustand in Vorwärmern (Approach-Point)</b>		
HD/MD/ND-Vorwärmer	5	K
Kondensat-Vorwärmer	5	K
BKK-Vorwärmer	5	K
<b>Verdampfer-Umlaufzahlen</b>		
HD/MD/ND/BKK	5	
<b>Relativer Wärmeverlust Dampftrommeln</b>		
HD/MD	2	%
ND/BKK	1	%
<b>Eigenschaften DeNOx-Katalysator</b>		
Relativer Druckverlust (rauchgasseitig)	1,65	%
<b>Eigenschaften der Rauchgasentschwefelungsanlage (REA)</b>		
Eintrittstemperatur	90	°C
<b>Eigenschaften des Regenerativ-Vorwärmers</b>		
Relativer Druckverlust vor REA	0,5	%
Relativer Druckverlust nach REA	0,5	%
<b>Eigenschaften des Dampfkreislaufs</b>		
SPW-Temperatur bei Eintritt in AHDE	130	°C
Druck im Speisewasserbehälter	0,55	MPa
Maximale Frischdampf Temperatur (HD/MD)	550	°C
HD-Frischdampfdruck	12	MPa
ND-Frischdampfdruck	0,55	MPa
Dampfgehalt am ND-Austritt	88	%
<b>Wirkungsgrade von Dampfturbinen und Pumpen</b>		
Mittlerer isentroper Stufenwirkungsgrad der Dampfturbinen	86	%
Isentroper Wirkungsgrad Pumpen	85	%
<b>Annahmen für die primäre Kondensatvorwärmung</b>		
Relativer kondensatseitiger Druckverlust des Dampfvorwärmers	5	%
Relativer dampfseitiger Druckverlust des Dampfvorwärmers	5	%
Pinch zwischen Siedetemperatur der Anzapfung und heißem Kondensat	5	K
Approach zwischen kalter Anzapfung und kaltem Kondensat	5	K

## B Stoffstromdaten Referenz und Basis Kraftwerk

**Tabelle B.1:** Stoffstromdaten des Referenz Steinkohledampfkraftwerks;  
Stoffstromnummern nach Bild 4.2

Stoffstrom		B1	B2	A1
Druck	MPa	0,1013	0,1058	0,1013
Temperatur	°C	15,0	130,0	1000
Spez. Enthalpie	kJ/kg	16,2	139,1	998,2
Massenstrom	kg/s	23,19	23,10	1,43
C	Gew.-%	0,7730	0,7762	
H <sub>2</sub>	Gew.-%	0,0489	0,0491	
O <sub>2</sub>	Gew.-%	0,0706	0,0709	
N <sub>2</sub>	Gew.-%	0,0186	0,0187	
S	Gew.-%	0,0080	0,0081	
Asche	Gew.-%	0,0618	0,0621	
H <sub>2</sub> O	Gew.-%	0,0190	0,0150	
H <sub>u</sub> (bei 0 °C)	kJ/kg	31909	32049	
H <sub>o</sub> (bei 0 °C)	kJ/kg	33022	33156	

Leistungen		
Frischlüfter (P VF)	MW	1,39
Mühlenluftgebläse (P VM)	kW	182
Kohlemühlen (P M)	MW	2,31
Saugzug (P VS)	MW	1,83
REA (P R)	MW	1,68
Kühlwasserpumpe (P KP)	MW	3,14
Hauptkondensatpumpe (P HP)	kW	222
Nebenkondensatpumpe 1 (P NP1)	kW	22
Nebenkondensatpumpe 2 (P NP2)	kW	9
Dampfturbine (P D)	MW	365

Stoffstrom		G1	G2	G3	G4	G5	G6	G7	G8	G9	G10
Druck	MPa	0,1013	0,1064	0,1058	0,1058	0,1058	0,1058	0,0996	0,0991	0,0981	0,0971
Temperatur	°C	15,0	19,7	300,0	300,0	129,9	300,0	356,8	356,3	105,0	104,8
Spez. Enthalpie	kJ/kg	31,0	35,8	323,6	323,6	165,8	323,6	482,5	482,0	207,3	207,1
Massenstrom	kg/s	289,93	289,93	276,12	13,33	13,43	262,79	297,86	297,86	311,66	311,66
Zusammensetzung											
O <sub>2</sub>	Gew.-%	0,2300	0,2300	0,2300	0,2300	0,2284	0,2300	0,0278	0,0278	0,0368	0,0368
H <sub>2</sub> O	Gew.-%	0,0063	0,0063	0,0063	0,0063	0,0133	0,0063	0,0413	0,0413	0,0398	0,0398
CO <sub>2</sub>	Gew.-%	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,2205	0,2205	0,2108	0,2108
N <sub>2</sub>	Gew.-%	0,7505	0,7505	0,7505	0,7505	0,7452	0,7505	0,6972	0,6972	0,6995	0,6995
Ar	Gew.-%	0,0127	0,0127	0,0127	0,0127	0,0127	0,0127	0,0118	0,0118	0,0119	0,0119
SO <sub>2</sub>	Gew.-%	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0013	0,0013	0,0012	0,0012
H <sub>2</sub>	Gew.-%	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
CO	Gew.-%	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001

Stoffstrom		G11	G12
Druck	MPa	0,1018	0,1013
Temperatur	°C	110,5	50
Spez. Enthalpie	kJ/kg	213,0	150,45
Massenstrom	kg/s	311,66	311,66
Zusammensetzung			
O <sub>2</sub>	Gew.-%	0,0368	0,0368
H <sub>2</sub> O	Gew.-%	0,0398	0,0398
CO <sub>2</sub>	Gew.-%	0,2108	0,2108
N <sub>2</sub>	Gew.-%	0,6995	0,6995
Ar	Gew.-%	0,0119	0,0119
SO <sub>2</sub>	Gew.-%	0,0012	0,0012
H <sub>2</sub>	Gew.-%	0,0000	0,0000
CO	Gew.-%	0,0001	0,0001

Stoffstrom		W1	W3	W4	W5	W6	W7	W8	W9	W10a	
Druck	MPa	0,0035	1,0486	1,0434	1,0382	1,0330	1,0278	1,0278	1,0176	1,0125	
Temperatur	°C	26,9	27,0	27,0	28,6	57,2	87,0	87,4	117,7	147,9	
Spez. Enthalpie	kJ/kg	112,8	114,1	114,1	120,6	240,1	365,3	366,9	494,5	623,7	
Massenstrom	kg/s	165,69	165,69	165,69	165,69	165,69	165,69	184,39	184,39	184,39	

Stoffstrom		W10	W11	W12	W14	W16	W17	W19	W20	W23	W24
Druck	MPa	1,0125	0,9618	33,39	33,05	32,72	32,56	32,24	32,07	27,50	27,36
Temperatur	°C	147,9	178,2	184,0	208,5	238,7	269,0	295,3	300,0	605,0	604,6
Spez. Enthalpie	kJ/kg	623,7	755,3	797,8	903,5	1037,6	1176,9	1304,1	1327,8	3485,7	3485,7
Massenstrom	kg/s	194,41	260,28	260,28	260,28	260,28	260,28	260,28	260,28	260,28	260,28

Stoffstrom		W25	W27	W28	W29	W30	W32	W38	W40	W41	
Druck	MPa	6,1621	6,1621	6,1313	5,8247	5,7956	0,4975	0,00355	8,4331	8,0114	
Temperatur	°C	361,7	361,7	361,5	625,0	624,9	268,7	0,88*	406,7	403,8	
Spez. Enthalpie	kJ/kg	3072,8	3072,8	3072,8	3718,8	3718,8	3000,0	2257,5	3149,6	3149,6	
Massenstrom	kg/s	243,25	224,16	224,16	224,16	224,16	174,11	146,52	17,03	17,03	

Stoffstrom		W42	W43	W44	W45	W46	W47	W48	W49	W50	W51
Druck	MPa	7,6109	7,2303	6,1621	5,8540	5,5613	3,7781	3,5892	3,5713	3,3927	3,2231
Temperatur	°C	291,5	274,0	361,7	359,0	270,7	552,1	551,4	325,3	240,8	213,5
Spez. Enthalpie	kJ/kg	1298,2	1204,9	3072,8	3072,8	1188,5	3567,2	3567,2	3041,9	1041,2	913,9
Massenstrom	kg/s	17,03	17,03	19,09	19,09	36,12	11,74	11,74	11,74	47,86	47,86

Stoffstrom		W52	W53	W54	W55	W56	W58	W59	W60	W61	W62
Druck	MPa	2,1505	2,0430	1,9408	1,8438	1,0658	1,0125	2,0430	1,9408	0,00387	0,00387
Temperatur	°C	463,4	462,8	210,9	189,0	363,7	363,2	462,8	462,2	28,4	28,4
Spez. Enthalpie	kJ/kg	3385,6	3385,6	901,7	803,4	3186,1	3186,1	3385,6	3385,6	2308,6	119,1
Massenstrom	kg/s	18,89	8,61	56,47	56,47	9,40	9,40	10,28	10,28	10,28	10,28

Stoffstrom		W64	W65	W66	W66a	W67	W68	W69a	W69	W70	W71
Druck	MPa	0,4975	0,4726	0,4490	1,0125	0,2171	0,2062	0,1959	0,1861	0,07979	0,07580
Temperatur	°C	268,7	268,3	147,8	147,9	179,8	179,5	119,6	92,4	0,998*	0,999*
Spez. Enthalpie	kJ/kg	3000,0	3000,0	622,9	623,7	2829,0	2829,0	501,9	387,2	2659,8	2659,8
Massenstrom	kg/s	10,02	10,02	10,02	10,02	9,64	9,64	9,64	9,64	9,06	9,06

Stoffstrom		W72	W73	W74	W75	W76	W77	W78	W79	W80	W81
Druck	MPa	0,07201	1,0278	0,02319	0,02203	0,02093	0,01988	0,1013	0,2593	0,2593	0,2580
Temperatur	°C	90,7	90,8	0,94*	0,95*	61,0	32,0	17,4	17,4	17,4	25,4
Spez. Enthalpie	kJ/kg	379,8	381,0	2484,1	2484,1	255,5	134,1	73,1	73,4	73,4	3,9
Massenstrom	kg/s	18,70	18,70	8,88	8,88	8,88	8,88	10118	10118	676	676

Stoffstrom		W82	W83	W84
Druck	MPa	0,2593	0,2580	0,1013
Temperatur	°C	17,4	25,4	25,4
Spez. Enthalpie	kJ/kg	73,4	106,7	106,6
Massenstrom	kg/s	9443	9443	10118

\* Dampfgehalt

**Tabelle B.2:** Stoffstromdaten des Basis Kombikraftwerks mit DKSF und HTGR;  
Stoffstromnummern nach Bild 4.9

Stoffstrom		B1	B2	B3	B4	S1	Leistungen		
Druck	MPa	0,1013	0,1013	0,1013	1,8234	0,1013	Mühlenluftgebläse (P V1)	kW	808
Temperatur	°C	15,0	130,0	130,0	90,0	1450	Kohlemühlen (P M)	kW	1040
Spez. Enthalpie	kJ/kg	16,2	139,1	139,1	96,3	1628,4	Primärluftverdichter (P V2)	kW	259
Massenstrom	kg/s	19,27	19,19	19,19	19,19	1,19	REA (P R)	MW	3,46
C	Gew.-%	0,7730	0,7762	0,7762	0,7762		Kondensatpumpe (P P1)	kW	81
H2	Gew.-%	0,0489	0,0491	0,0491	0,0491		Kondensatumlaufpumpe (P P2)	kW	19
O2	Gew.-%	0,0706	0,0709	0,0709	0,0709		ND-Speisewasserpumpe (P P3)	kW	1
N2	Gew.-%	0,0186	0,0187	0,0187	0,0187		MD-Speisewasserpumpe (P P4)	kW	161
S	Gew.-%	0,0080	0,0081	0,0081	0,0081		HD-Speisewasserpumpe (P P5)	kW	944
Asche	Gew.-%	0,0618	0,0621	0,0621	0,0621		ND-Speisewasserumlaufpumpe (P P6)	kW	12
H2O	Gew.-%	0,0190	0,0150	0,0150	0,0150		MD-Speisewasserumlaufpumpe (P P7)	kW	24
Hu	kJ/kg	31909	32049	32049	32049		HD-Speisewasserumlaufpumpe (P P8)	kW	376
Ho	kJ/kg	33022	33156	33156	33156		Kühlwasserpumpe (P P9)	MW	808
							Gasturbine (P G)	MW	220
							Dampfturbine (P D)	MW	120

Stoffstrom		G1	G2	G3	G4	G5	G6	G7	G8	G9	G10
Druck	MPa	0,1013	0,3219	0,5738	1,0229	1,8234	1,8234	1,8234	1,8234	1,8234	1,8052
Temperatur	°C	15,0	146,7	229,5	325,1	434,7	434,7	434,7	434,7	434,7	66,7
Spez. Enthalpie	kJ/kg	31,0	164,8	250,0	350,1	467,4	467,4	467,4	467,4	467,4	83,3
Massenstrom	kg/s	610,00	2,43	13,21	30,86	64,06	499,44	41,83	457,60	19,19	19,19
Zusammensetzung											
O2	Gew.-%	0,2300	0,2300	0,2300	0,2300	0,2300	0,2300	0,2300	0,2300	0,2300	0,2300
H2O	Gew.-%	0,0063	0,0063	0,0063	0,0063	0,0063	0,0063	0,0063	0,0063	0,0063	0,0063
CO2	Gew.-%	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005
N2	Gew.-%	0,7505	0,7505	0,7505	0,7505	0,7505	0,7505	0,7505	0,7505	0,7505	0,7505
Ar	Gew.-%	0,0127	0,0127	0,0127	0,0127	0,0127	0,0127	0,0127	0,0127	0,0127	0,0127
SO2	Gew.-%	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
H2	Gew.-%	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
CO	Gew.-%	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000

Stoffstrom		G11	G12	G13	G14	G15	G16	G17	G18	G19	G20
Druck	MPa	2,0260	1,8234	1,8143	1,7236	1,7236	0,1084	0,1052	0,1052	0,1028	0,1028
Temperatur	°C	80,0	434,7	1441,8	1435,0	1360,7	561,0	323,8	129,9	140,0	139,8
Spez. Enthalpie	kJ/kg	96,8	467,4	1744,9	1736,2	1633,6	649,2	386,7	202,7	193,0	193,19
Massenstrom	kg/s	19,19	438,42	475,58	475,58	517,41	627,98	9,90	9,98	618,08	628,06
Zusammensetzung											
O2	Gew.-%	0,2300	0,2300	0,1248	0,1248	0,1333	0,1503	0,1503	0,1492	0,1503	0,1503
H2O	Gew.-%	0,0063	0,0063	0,0244	0,0244	0,0229	0,0200	0,0200	0,0277	0,0200	0,0201
CO2	Gew.-%	0,0005	0,0005	0,1149	0,1149	0,1057	0,0872	0,0872	0,0865	0,0872	0,0872
N2	Gew.-%	0,7505	0,7505	0,7229	0,7229	0,7251	0,7296	0,7296	0,7238	0,7296	0,7295
Ar	Gew.-%	0,0127	0,0127	0,0123	0,0123	0,0123	0,0124	0,0124	0,0123	0,0124	0,0124
SO2	Gew.-%	0,0000	0,0000	0,0007	0,0007	0,0006	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005
H2	Gew.-%	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
CO	Gew.-%	0,0000	0,0000	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001

Stoffstrom		G21	G22	G23
Druck	MPa	0,1023	0,1018	0,1013
Temperatur	°C	90,0	50,0	100
Spez. Enthalpie	kJ/kg	141,9	101,1	152,34
Massenstrom	kg/s	628,06	628,06	628,06
Zusammensetzung				
O2	Gew.-%	0,1503	0,1503	0,1503
H2O	Gew.-%	0,0201	0,0201	0,0201
CO2	Gew.-%	0,0872	0,0872	0,0872
N2	Gew.-%	0,7295	0,7295	0,7295
Ar	Gew.-%	0,0124	0,0124	0,0124
SO2	Gew.-%	0,0005	0,0005	0,0005
H2	Gew.-%	0,0000	0,0000	0,0000
CO	Gew.-%	0,0001	0,0001	0,0001

Stoffstrom		W1	W2	W3	W4	W5	W6	W8	W9	W10	W11
Druck	MPa	0,00355	0,6415	0,6094	0,5789	0,5789	0,5500	0,5789	0,5500	0,5500	0,5500
Temperatur	°C	26,9	27,0	45,6	100,8	130,0	150,5	155,5	155,5	155,5	155,5
Spez. Enthalpie	kJ/kg	112,8	113,6	191,5	422,7	546,6	634,3	656,1	655,9	2752,3	655,9
Massenstrom	kg/s	94,70	94,70	94,70	94,70	201,92	201,92	107,22	2,08	2,08	94,70

Stoffstrom		W12	W13	W14	W15	W16	W17	W18	W19	W20	W21
Druck	MPa	0,6094	0,5789	0,5500	0,5500	5,8606	5,5675	5,5675	5,5675	5,5675	5,5675
Temperatur	°C	155,5	157,4	271,1	251,4	156,3	265,7	265,7	265,7	270,7	270,7
Spez. Enthalpie	kJ/kg	656,0	2754,6	3003,3	2962,4	662,7	1163,5	1163,5	1163,5	2789,1	2789,1
Massenstrom	kg/s	13,65	13,65	13,65	94,70	23,47	23,47	9,56	13,90	9,56	23,47

Stoffstrom		W22	W23	W24	W25	W26	W27	W28	W29	W30	W31
Druck	MPa	5,5675	5,2892	0,5500	13,2964	12,632	12,632	12,000	5,5675	0,1241	0,1179
Temperatur	°C	372,8	543,0	248,2	157,5	323,6	328,6	543,00	425,6	113,0	50,6
Spez. Enthalpie	kJ/kg	3116,4	3531,7	2955,5	672,3	1482,5	2671,5	3463,6	3249,8	2699,7	211,8
Massenstrom	kg/s	81,05	81,05	81,05	57,58	57,58	57,58	57,58	57,58	8,80	8,80

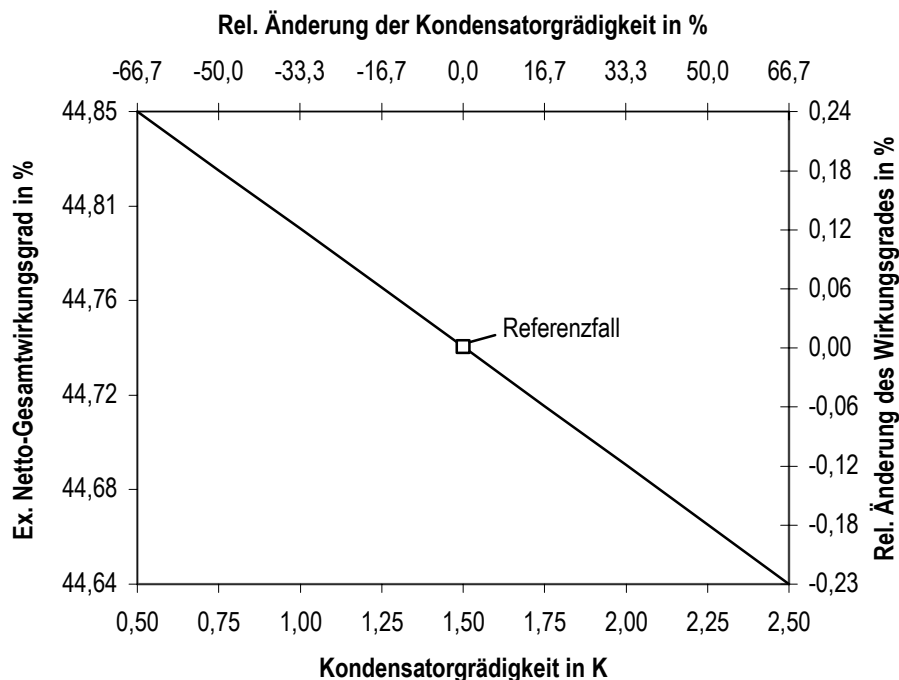
Stoffstrom		W32	W33	W34	W35	W36
Druck	MPa	0,00355	0,1013	0,1013	5,5675	5,5675
Temperatur	°C	0,88*	17,4	25,4	265,7	270,7
Spez. Enthalpie	kJ/kg	2257,5	73,1	106,6	1163,5	2789,1
Massenstrom	kg/s	85,90	5557	5557	9,56	9,56

## C Diagramme

### Ergebnisse aus Kap. 6.1.1 „Komponentenwirkungsgrade“:

Als erstes Beispiel für den Einfluß von Komponentenwirkungsgraden auf das Referenz Steinkohledampfkraftwerk ist der Kondensator des Dampfkreislaufs gewählt worden. Ein Maß für den Wirkungsgrad eines Kondensators ist dessen Grädigkeit. Die Kondensatorgrädigkeit ist der Temperaturabstand zwischen der Kondensationstemperatur auf der einen und der Kühlwasseraustrittstemperatur auf der anderen Seite. Sie beträgt für den Referenzfall 1,5 K und ist von 0,5 K bis 2,5 K variiert worden. Das Ergebnis dieser Rechnung ist in Bild C.1 dargestellt.

In den Variationsgrenzen ergibt sich ein maximaler exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad von 44,85 % (Kondensatorgrädigkeit 0,5 K) und ein minimaler Wirkungsgrad von 44,64 % für eine Grädigkeit von 2,5 K. Der geringe Einfluß der Variationsgröße auf den Gesamtprozeß wird besonders durch die ebenfalls im Diagramm dargestellte relative Abweichung vom Referenzfall deutlich. Bei einer Abnahme der Kondensatorgrädigkeit um 50 % steigt der Wirkungsgrad gegenüber dem Referenzfall nur um ca. 0,18 %. Umgekehrt ergibt sich eine Wirkungsgradabnahme um den gleichen Betrag, wenn die Kondensatorgrädigkeit um 50 % zunimmt.



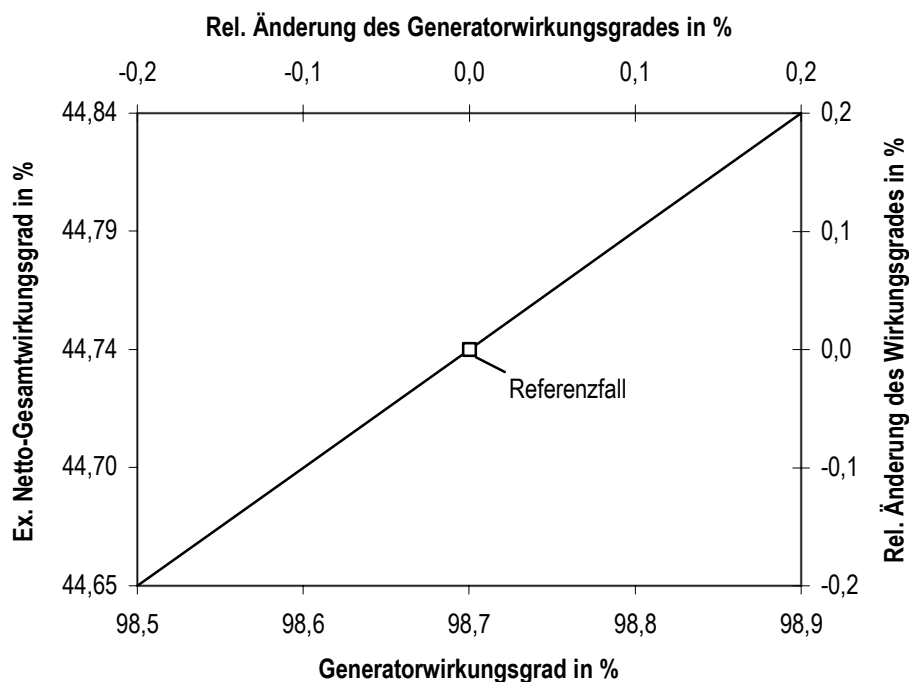
**Bild C.1:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Kondensatorgrädigkeit und deren relative Änderung bezogen auf den Referenzfall

Der gezeigte Einfluß auf den exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrad ist auf eine Abnahme des Kondensationsdruckes von 3,55 kPa auf 3,34 kPa mit sinkender Kondensa-

torgrädigkeit (von 1,5 K auf 0,5 K) zurückzuführen. Dadurch ergibt sich eine geringere Wärmeabgabe vom Dampfkreis über den Kondensator an die Umgebung von 314,5 MW auf 312,8 MW (vgl. Beschreibung zum Energieflußbild Kap. 4.1.2). Mit einer Zunahme der Kondensatorgrädigkeit kehren sich die Verhältnisse um.

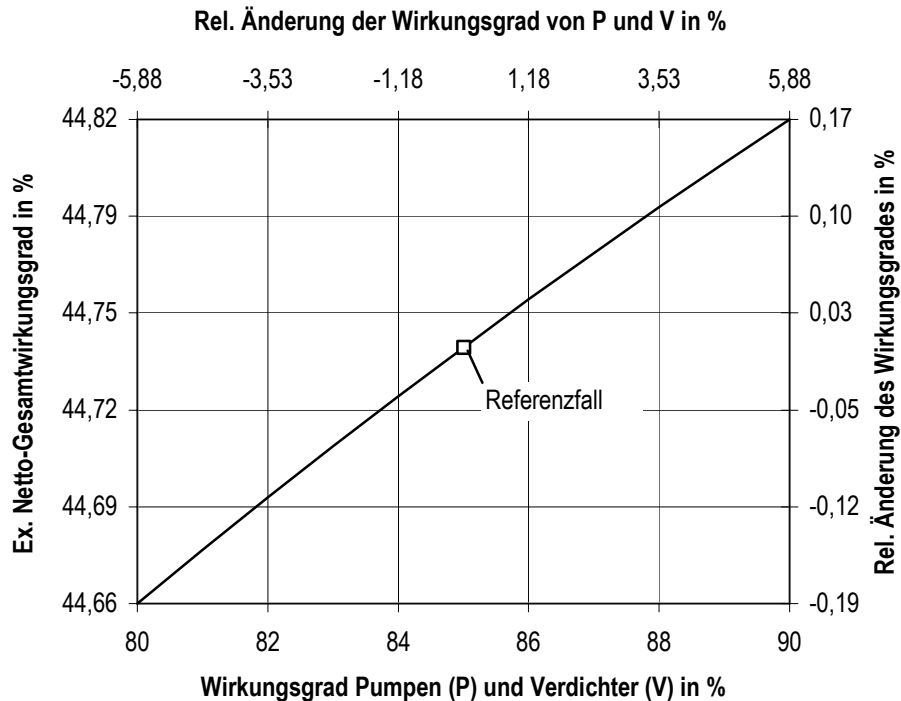
Das zweite Beispiel in Bild C.2 zeigt das Ergebnis der Variation des Generatorwirkungsgrads. Dieser ist von 98,5 % bis 98,9 % variiert worden — für den Referenzfall beträgt er 98,7 %.

Mit steigendem Generatorwirkungsgrad nimmt auch der exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad von 44,65 % auf 44,84 % zu. Im Vergleich zur vorangegangenen Variation ist der Einfluß des Generatorwirkungsgrads wesentlich größer, was besonders an den relativen Änderungen des Variationsparameters und des Wirkungsgrades sichtbar wird. Eine Zunahme des Generatorwirkungsgrads um ca. 0,2 % bezogen auf den Referenzfall hat eine Wirkungsgradsteigerung gegenüber dem Referenzfall um ebenfalls 0,2 % zur Folge.



**Bild C.2:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Generatorwirkungsgrad und deren relative Änderung bezogen auf den Referenzfall

Aus Bild C.3 wird der Einfluß der isentropen Wirkungsgrade der im Kraftwerksprozeß berücksichtigten Pumpen und Verdichter (siehe Bild 4.2) deutlich. Beim Referenzfall besitzen diese Aggregate einen Wirkungsgrad von 85 %. Eine relative Änderung gegenüber dem Referenzfall um fast  $\pm 5,9$  % (entsprechend einem isentropen Wirkungsgrad von 80 % bzw. 90 %) bewirkt eine Zu- bzw. Abnahme des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads um ca. 0,2 %. Der Einfluß fällt im Vergleich zum Generatorwirkungsgrad also wesentlich geringer aus.

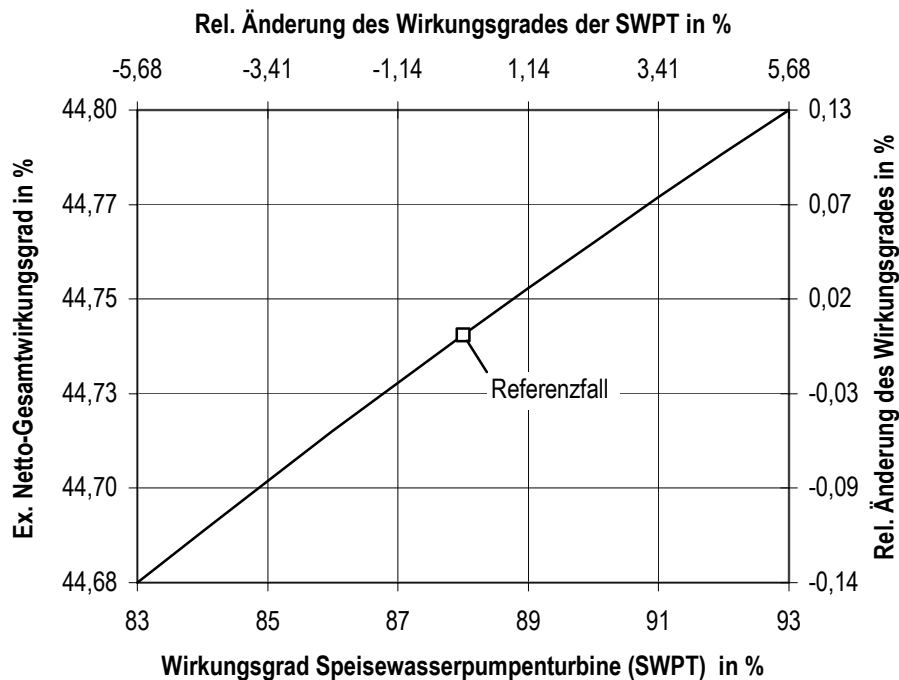


**Bild C.3:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Wirkungsgrad der Verdichter (V) und Pumpen (P) und deren relative Änderung bezogen auf den Referenzfall

Die Veränderung der isentropen Wirkungsgrade wirkt sich in erster Linie auf den elektrischen Eigenbedarf des Kraftwerks aus. Der Eigenbedarf nimmt innerhalb der Variationsgrenzen (isentropen Wirkungsgrad 80 % bis 90 %) von 15,2 MW auf 14,65 MW ab, wodurch sich ein exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad von 44,68 % bzw. 44,80 % ergibt.

Als viertes Beispiel für die Variation von Komponentenwirkungsgraden ist der isentrope Wirkungsgrad der Speisewasserpumpenturbine gewählt worden. Die Variationsgrenzen um den Referenzfall (88 %) sind von 83 % bis 93 % festgelegt worden. Mit steigendem Wirkungsgrad der Turbine nimmt der Anzapfmassenstrom W 59 (Bild 4.2) ab. Dadurch erhöht sich allerdings nicht die Leistung der Dampfturbine, wie zu erwarten wäre, sondern es verringert sich die vom Dampferzeuger zu liefernde Frischdampfleistung, da die Netto-Gesamtleistung auf 350 MW konstant gehalten wird. Bild C.4 zeigt den Einfluß auf den Kraftwerkswirkungsgrad.

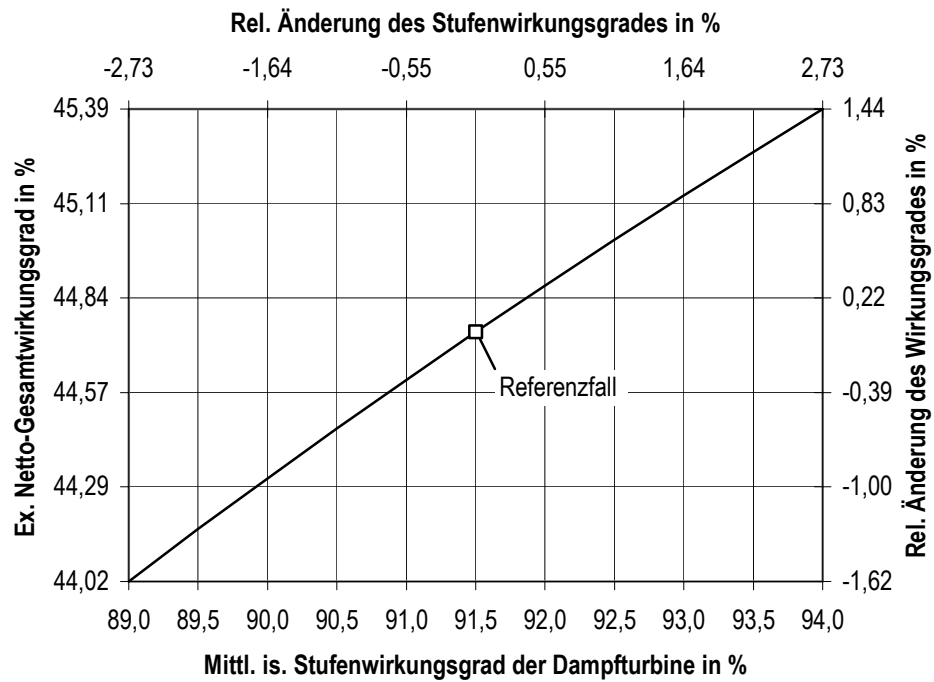




**Bild C.4:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit vom isentropen Wirkungsgrad der Speisewasserpumpenturbine und deren relative Änderung bezogen auf den Referenzfall

Dabei hat sich ergeben, daß der exergetische Netto-Gesamtwirkungsgrad um ca. 0,14 % absinkt, wenn der isentrope Turbinenwirkungsgrad um 5,7 % bezogen auf den Referenzfall abfällt. Bei einer Zunahme um 5,7 % ergibt sich eine Wirkungsgraderhöhung um 0,13 % gegenüber dem Referenzfall.

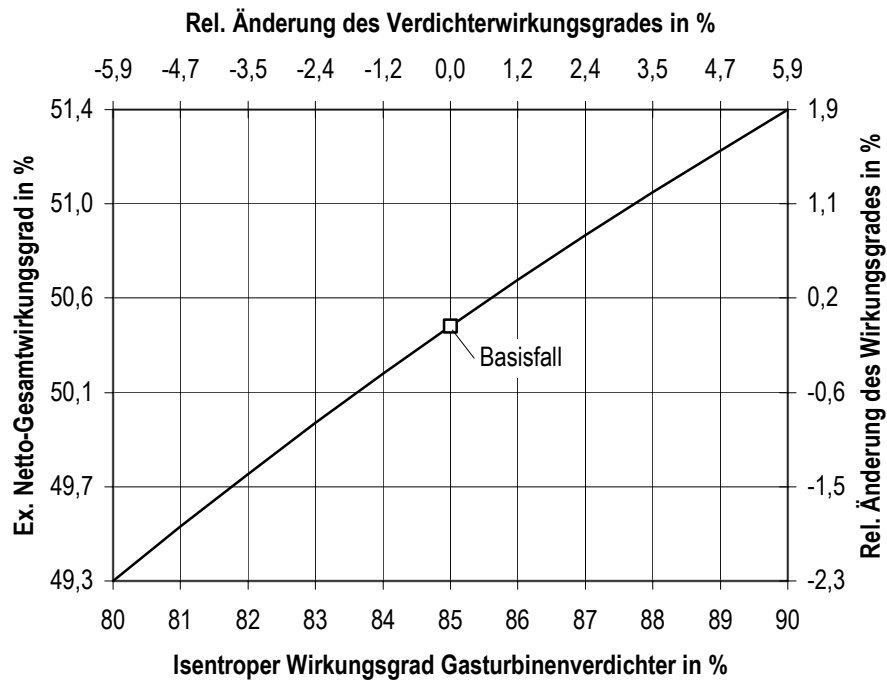
Als letzte Anlagenkomponente ist die Dampfturbine untersucht worden. Dabei hat sich herausgestellt, daß der mittlere, isentrope Stufenwirkungsgrad der Dampfturbine nach Bild C.5 den größten Einfluß auf den Wirkungsgrad des Steinkohlekraftwerks zeigt. Dieser ist in den Grenzen von 89 % bis 94 % um den Wert für den Referenzfall (91,5 %) variiert worden. Eine relative Änderung gegenüber dem Referenz Stufenwirkungsgrad um 2,7 % (Stufenwirkungsgrad 94 %) bewirkt eine Zunahme des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads um 1,4 %. Die Reduktion um 2,7 % (Stufenwirkungsgrad 89 %) zieht einen Wirkungsgradabfall um 1,6 % nach sich. Dieses Ergebnis läßt sich wieder auf die Abnahme der Frischdampfleistung, die von 718 MW (exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad 44,02 %) auf 696 MW (exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad 45,39 %) absinkt, zurückführen. Die Frischdampfleistung nimmt etwa in gleichem Maße ab (1,4 %) bzw. zu (1,6 %) wie der Wirkungsgrad des Kraftwerks.



**Bild C.5:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit vom mittleren, isentropen Stufenwirkungsgrad der Dampfturbine und deren relative Änderung bezogen auf den Referenzfall

### Ergebnisse aus Kap. 6.2.1 „Komponentenwirkungsgrade“:

Zu Beginn der Untersuchungen des Einflusses der Komponentenwirkungsgrade auf das Basis Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR wurde der isentrope Wirkungsgrad des Verdichters der Gasturbine in den Grenzen von 80 % bis 90 % variiert. Für das Basis Kombikraftwerk ist ein Wirkungsgrad von 85 % unterstellt worden. Das Ergebnis dieser Variation ist in Bild C.6 dargestellt.

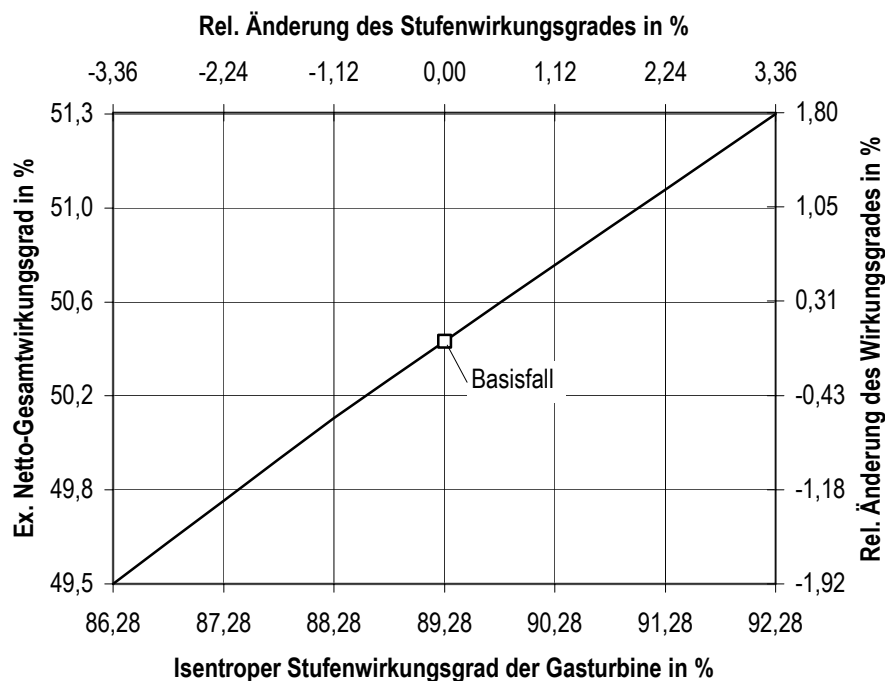


**Bild C.6:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit vom isentropen Wirkungsgrad des Gasturbinenverdichters und deren relative Änderung bezogen auf den Basisfall

Die Wahl des niedrigen Verdichterwirkungsgrads von 80 % zeigt eine Abnahme des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads um ca. 1,1 %-Punkte auf 49,3 % gegenüber dem Basisfall. Sie gibt eine Einschätzung darüber, mit welchen Wirkungsgraden beim Einsatz von Gasturbinen einer geringeren Leistungsklasse, die häufig einen niedrigeren Wirkungsgrad besitzen, zu rechnen ist. Kann gegenüber dem Basisfall eine Verbesserung des Verdichterwirkungsgrads erreicht werden, so würde sich auch eine deutliche Steigerung des Kombikraftwerkswirkungsgrads ergeben. Ein Anstieg des Komponentenwirkungsgrads auf 90 % ergibt einen exergetischen Anlagenwirkungsgrad von 51,4 %, d.h. 1 %-Punkt höher gegenüber dem Basis Kombikraftwerk. Diese Tendenzen sind primär auf die zu- bzw. abnehmende Leistung des Gasturbinenverdichters zurückzuführen. Die Leistung nimmt ausgehend von der unteren Variationsgrenze von 275 MW auf 245 MW also um 10,9 % ab. Zusätzlich nimmt noch der Anteil der Gasturbinenkühlluft bezogen auf die Verdichteransaugluft von 18,9 % auf 17,5 % ab, da mit dem Wirkungsgradanstieg des Verdichters eine Absenkung der Kühllufttemperatur verbunden ist. Beispielsweise nimmt die Tempe-

ratur der Kühlluft der ersten Anzapfung mit steigendem Verdichterwirkungsgrad von 155 °C auf 140 °C ab.

Ein weiterer interessanter Komponentenwirkungsgrad des Gasturbinenprozesses stellt der mittlere, isentrope Stufenwirkungsgrad der Gasturbine dar. Für das Basis Kombikraftwerk ist dieser Wirkungsgrad für alle vier Gasturbinenstufen einheitlich zu 89,28 % festgelegt worden. Den Einfluß dieser mit Unsicherheiten behafteten Annahme zeigt der Verlauf des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads in Bild C.7.



**Bild C.7:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit vom isentropen Stufenwirkungsgrad der Gasturbine und deren relative Änderung bezogen auf den Basisfall

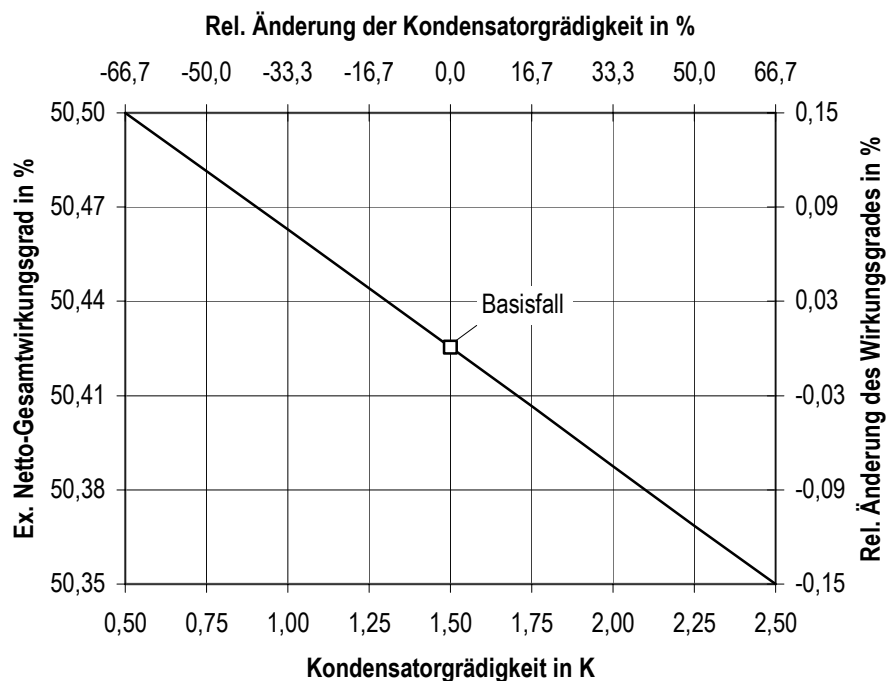
Dazu ist der Stufenwirkungsgrad von 86,28 % bis 92,28 % variiert worden. Bezogen auf den Basisfall entspricht dies einer relativen Änderung um  $\pm 3,36$  %. Demnach bewirkt eine relative Änderung des Stufenwirkungsgrades um ca.  $-3,36$  % bezogen auf den Basisfall eine Abnahme des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads um  $1,92$  % auf  $49,5$  %. Diese Abnahme resultiert aus einer Verminderung der Gasturbinenleistung von 482 MW auf 468 MW. Ein Anstieg des Stufenwirkungsgrades um  $3,36$  % gegenüber dem Basisfall bewirkt eine Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades auf  $51,3$  %, d.h. relativ um  $1,8$  %. Mit dem Anstieg des Turbinenwirkungsgrades ist eine Mehrleistung der Gasturbine von 13 MW bzw.  $2,7$  % im Vergleich zum Basisfall verbunden. Der Anstieg des exergetischen Netto-Gesamtwirkungsgrads wird durch der mit der Anhebung des Turbinenwirkungsgrades gekoppelten, fallenden Gasturbinenaustrittstemperatur negativ beeinflusst. Die Austrittstemperatur der Gasturbinenabgase fällt ausgehend von der Variationsuntergrenze von  $580$  °C bis auf  $542$  °C ab. Dadurch nimmt auch die Frischdampf Temperatur und somit der Wirkungsgrad der Abhitzenutzung entsprechend ab.

In den Bildern C.8 bis C.11 sind die Ergebnisse der Parametervariationen für die Komponentenwirkungsgrade dargestellt, die auch schon für das Steinkohledampfkraftwerk untersucht worden sind. In Tabelle C.1 sind die wesentlichen Ergebnisse kurz zusammengefaßt.

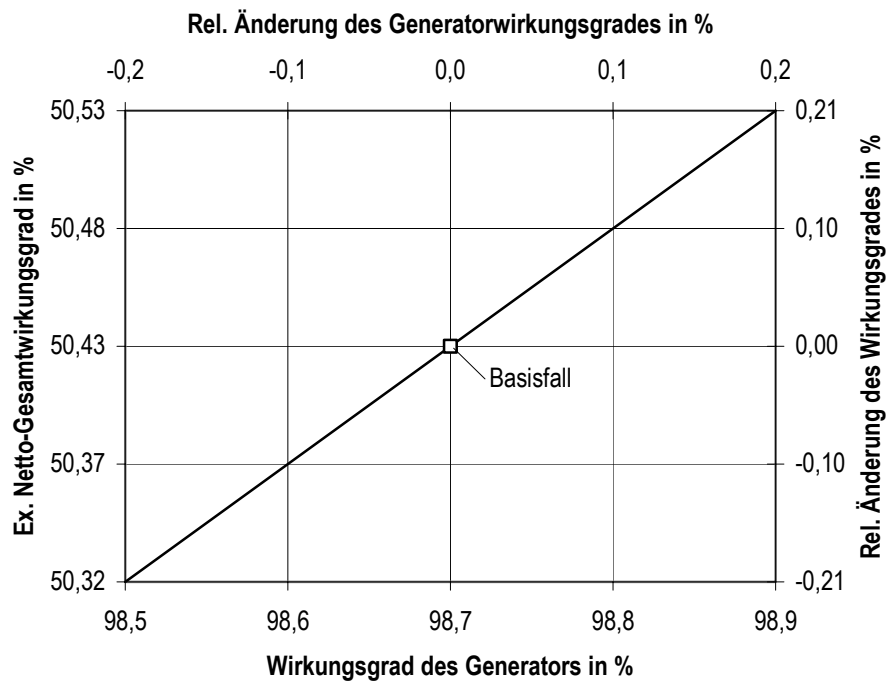
**Tabelle C.1:** Ergebnisse der Parametervariationen Komponentenwirkungsgrade für das Kombikraftwerk mit DKSF und HTGR

Parameter	$\zeta_{Ug}^{absolut}$ in %	$\zeta_{Og}^{absolut}$ in %	$\Delta\zeta_{Ug}^{relativ}$ in %	$\Delta\zeta_{Og}^{relativ}$ in %
Grädigkeit Kondensator	50,35	50,50	-0,15	0,15
Wirkungsgrad Generator	50,32	50,53	-0,21	0,21
Isentroper Wirkungsgrad Pumpen und Verdichter	50,41	50,44	-0,03	0,03
Isentroper Stufenwirkungsgrad Dampfturbine	49,30	51,20	-2,20	1,60

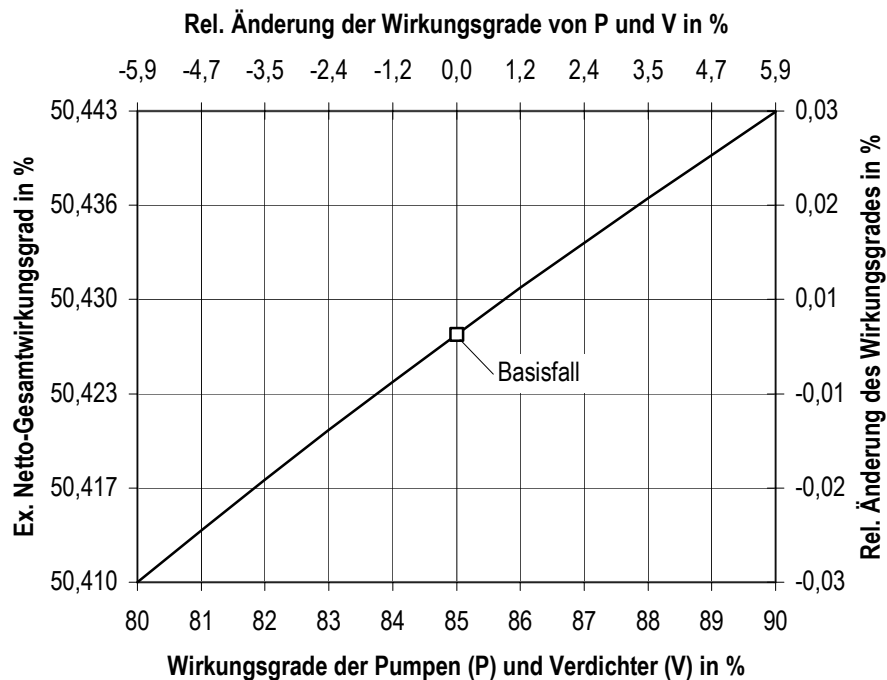
Ug = Variationsuntergrenze; Og = Variationsobergrenze



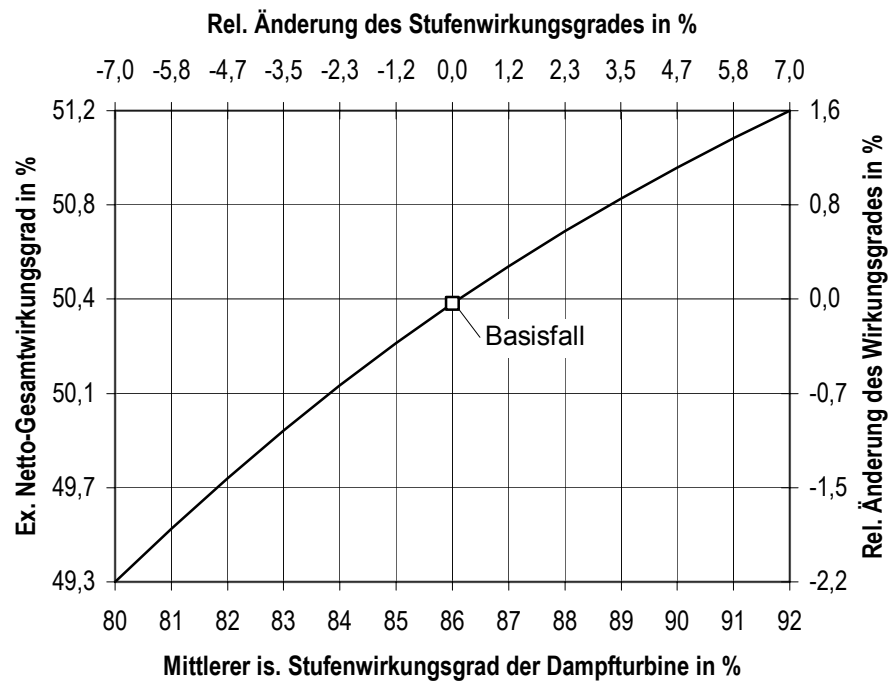
**Bild C.8:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Grädigkeit des Kondensators und deren relative Änderung bezogen auf den Basisfall



**Bild C.9:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Wirkungsgrad des Generators und deren relative Änderung bezogen auf den Basisfall

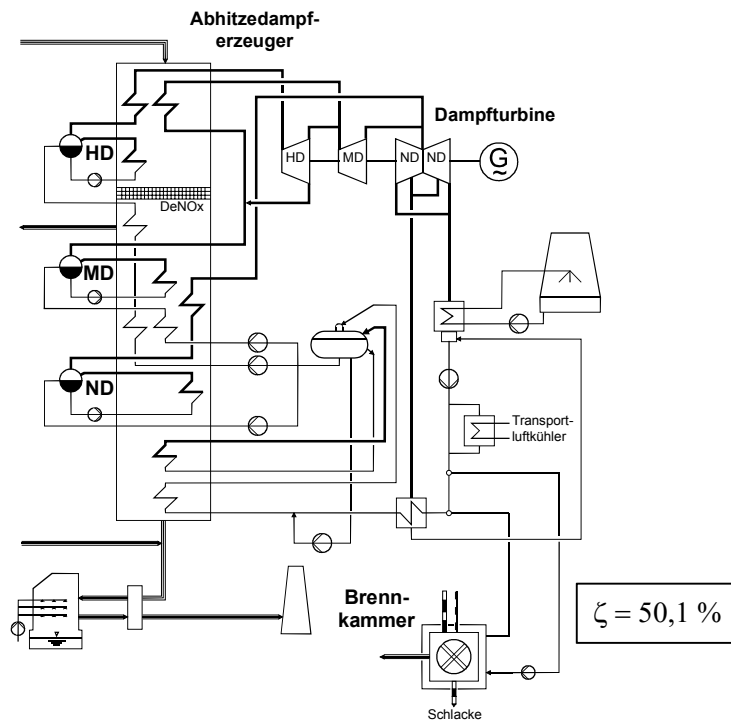


**Bild C.10:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit von den Wirkungsgraden der Pumpen (P) und Verdichter (V) und deren relative Abweichung bezogen auf den Basisfall

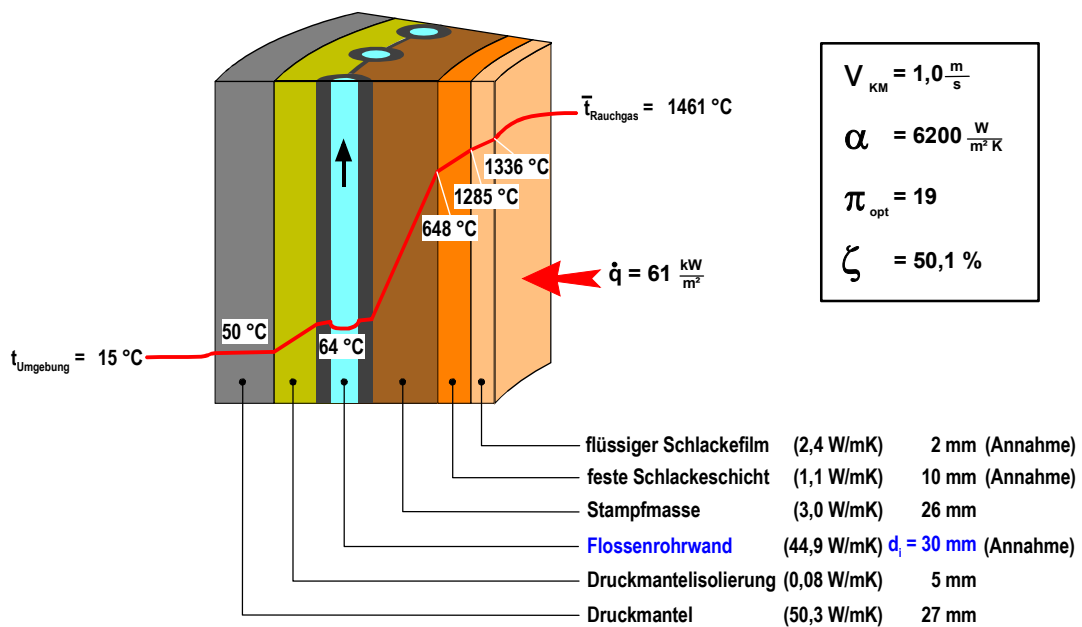


**Bild C.11:** Exergetischer Netto-Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit vom mittleren, isentropen Stufenwirkungsgrad der Dampfturbine und deren relative Änderung bezogen auf den Basisfall

### Ergebnisse aus Kap. 6.2.2 „Vergleich verschiedener Brennkammerkühlkonzepte“:

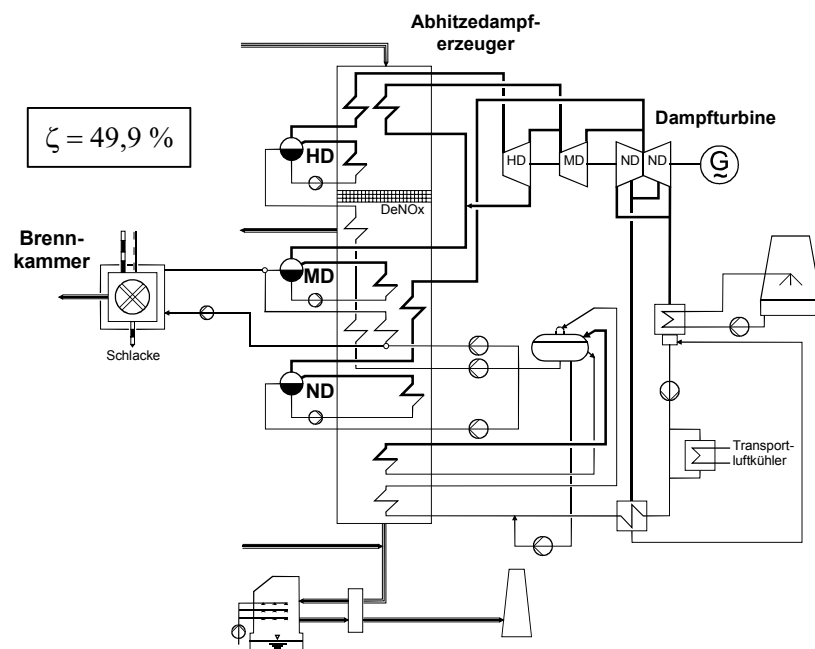


**Bild C.12:** Brennkammerkühlung mit Kondensat, Schaltung als Vorwärmer

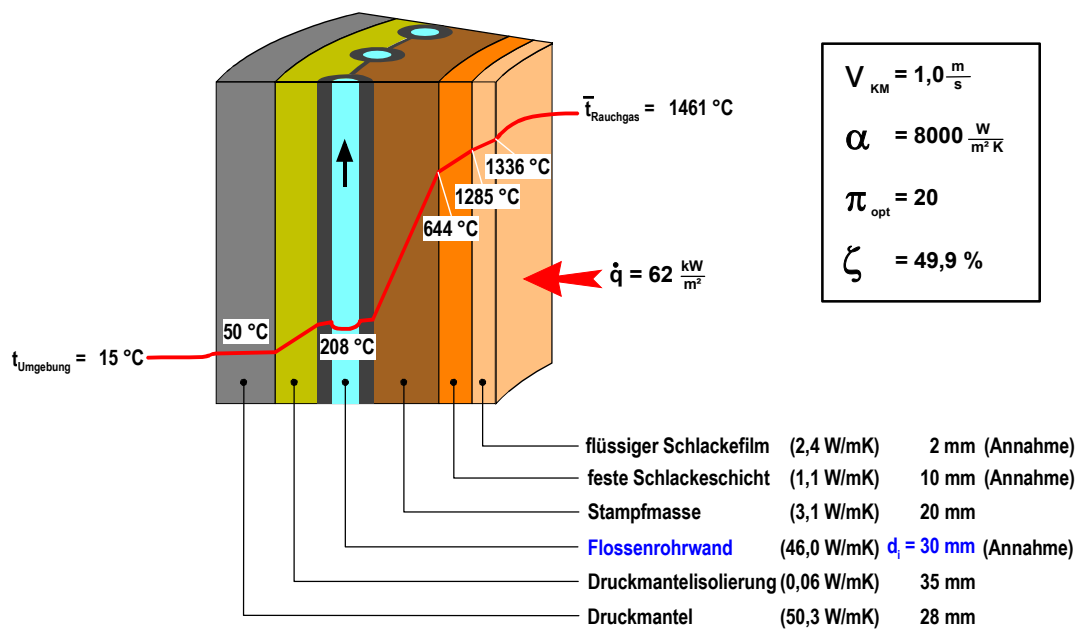


**Bild C.13:** Auslegungsergebnisse für eine Brennkammerwandkühlung mit Kondensat-Vorwärmer (schematische Darstellung)

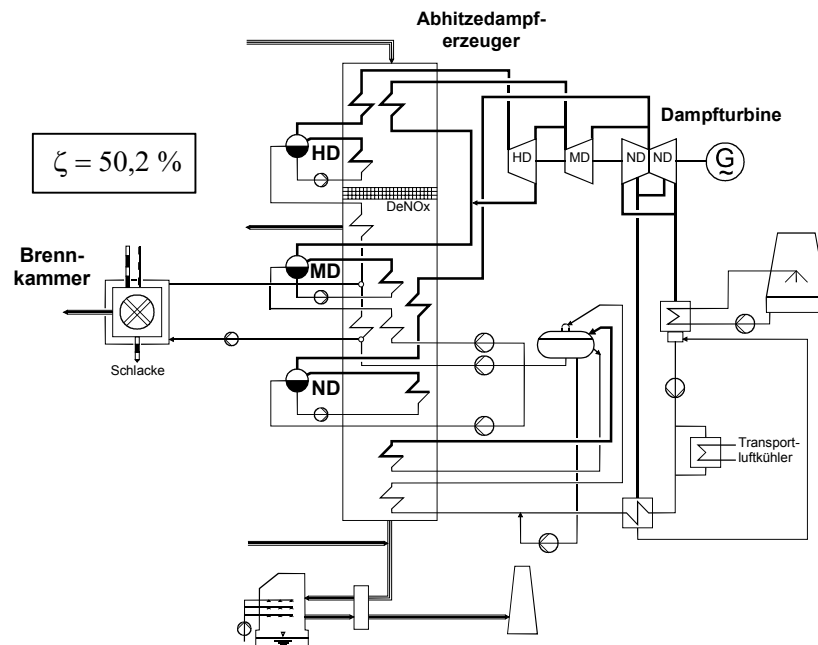




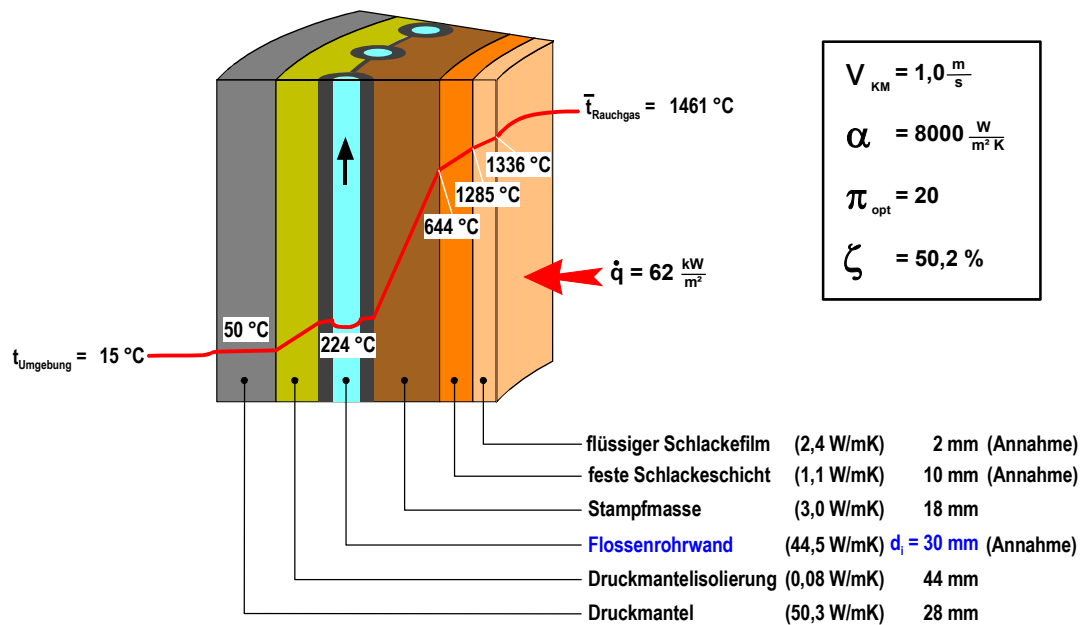
**Bild C.14:** Brennkammerkühlung mit MD-Speisewasser, Schaltung als Vorwärmer



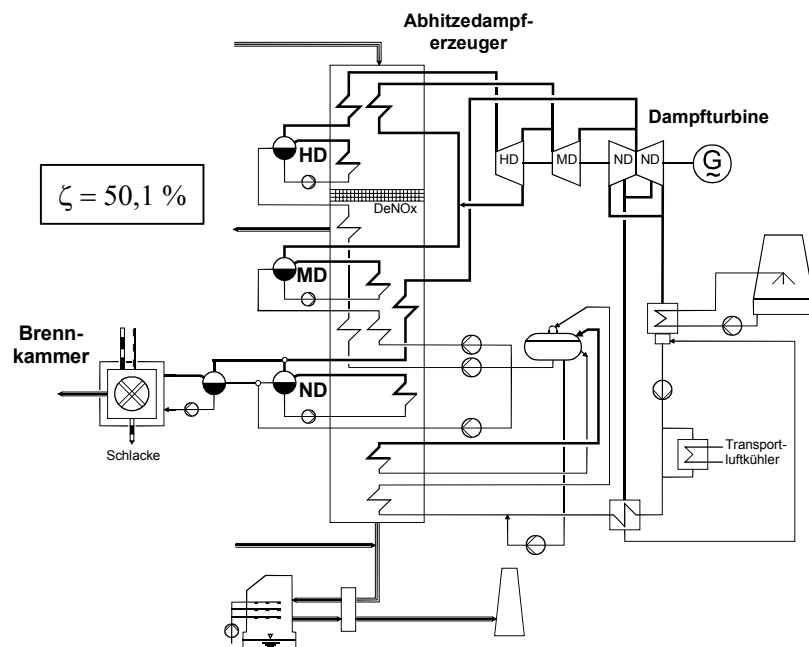
**Bild C.15:** Auslegungsergebnisse für eine Brennkammerwandkühlung mit MD-Speisewasser-Vorwärmung (schematische Darstellung)



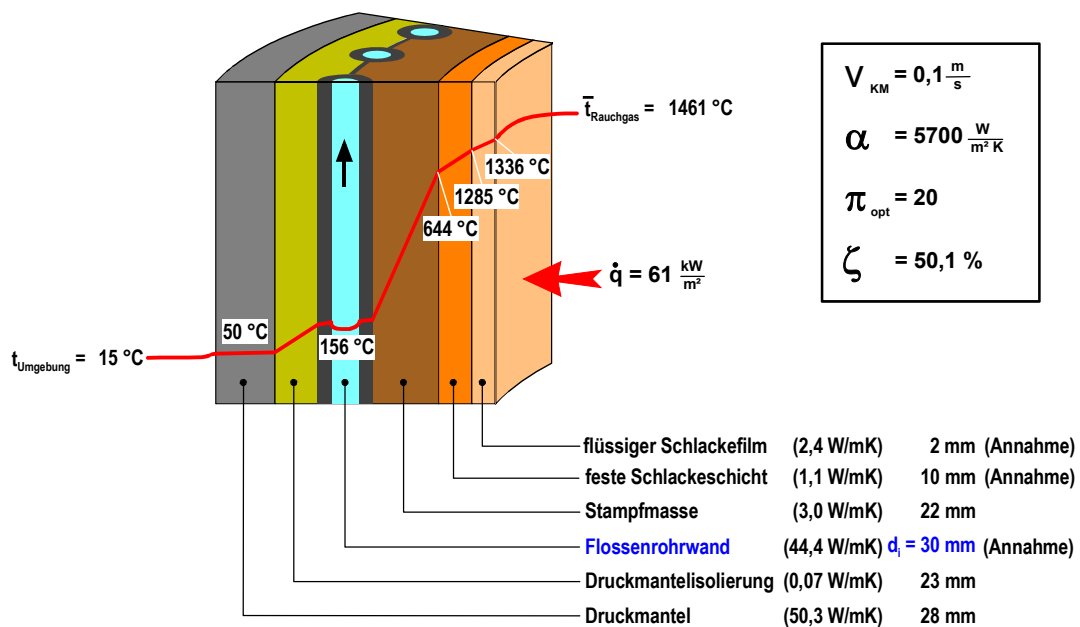
**Bild C.16:** Brennkammerkühlung mit HD-Speisewasser, Schaltung als Vorwärmer



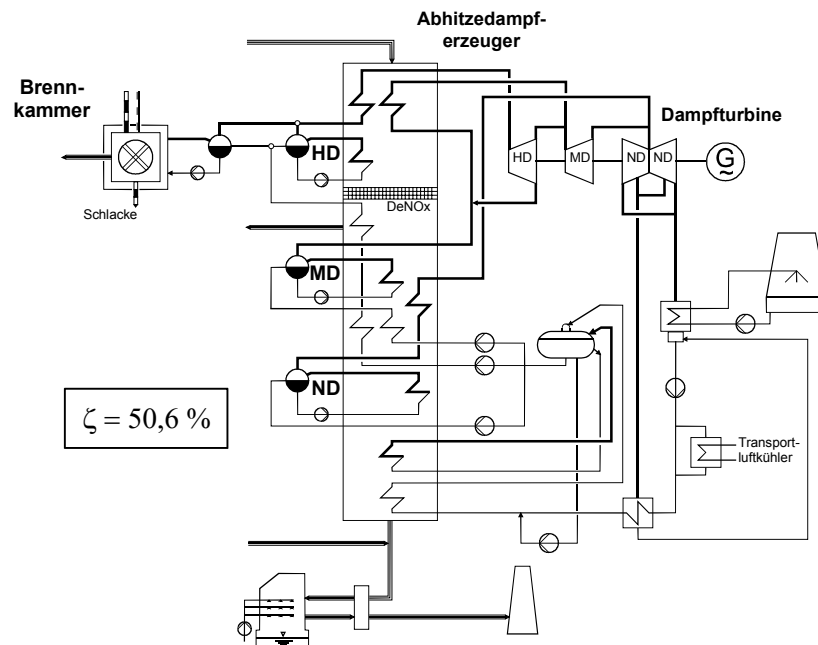
**Bild C.17:** Auslegungsergebnisse für eine Brennkammerwandkühlung mit HD-Speisewasser-Vorwärmung (schematische Darstellung)



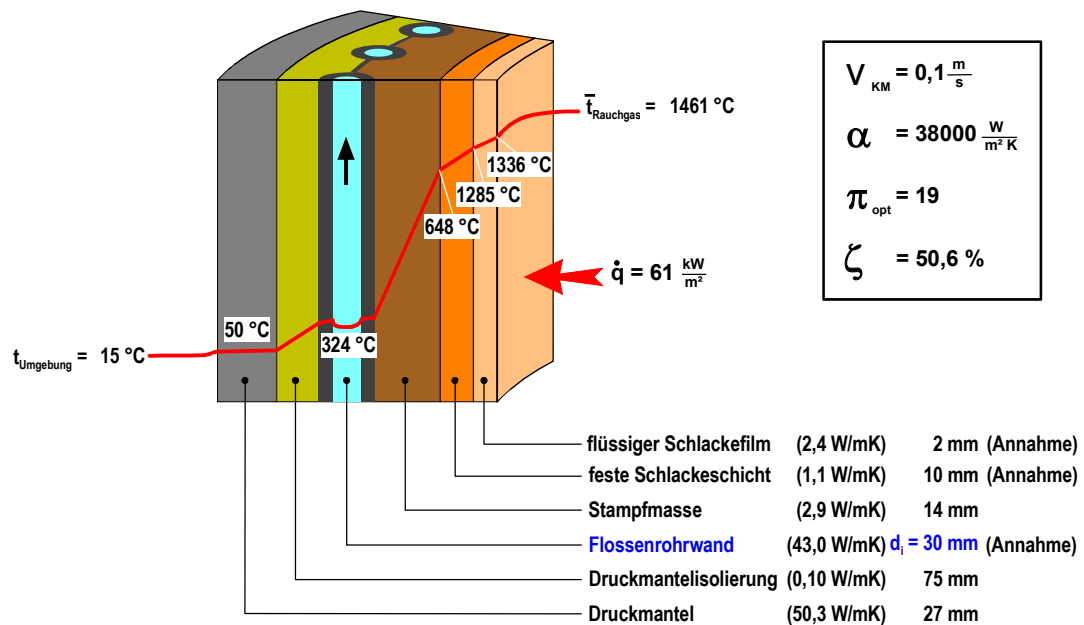
**Bild C.18:** Brennkammerkühlung mit ND-Siedewasser, Schaltung als Verdampfer



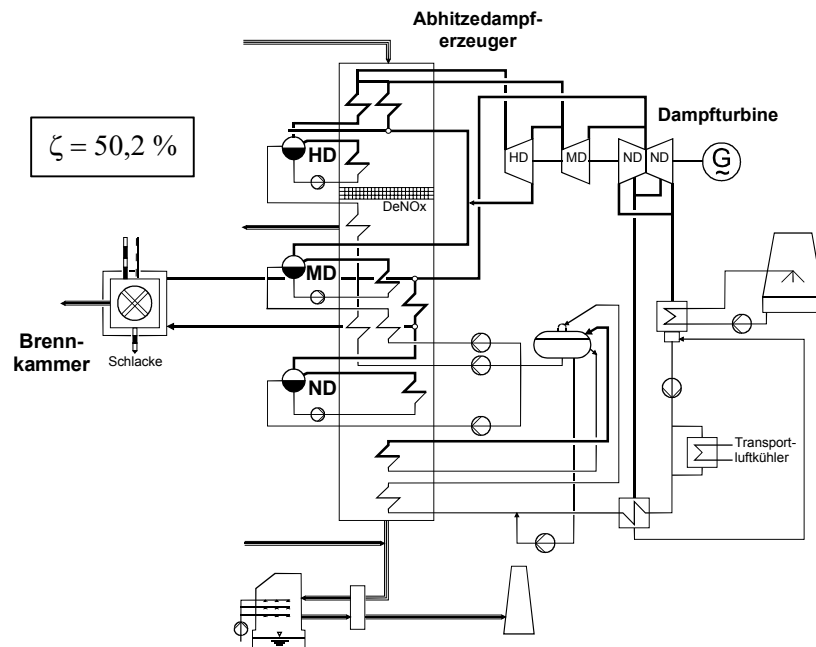
**Bild C.19:** Auslegungsergebnisse für eine Brennkammerwandkühlung mit ND-Siedewasser-Verdampfer (schematische Darstellung)



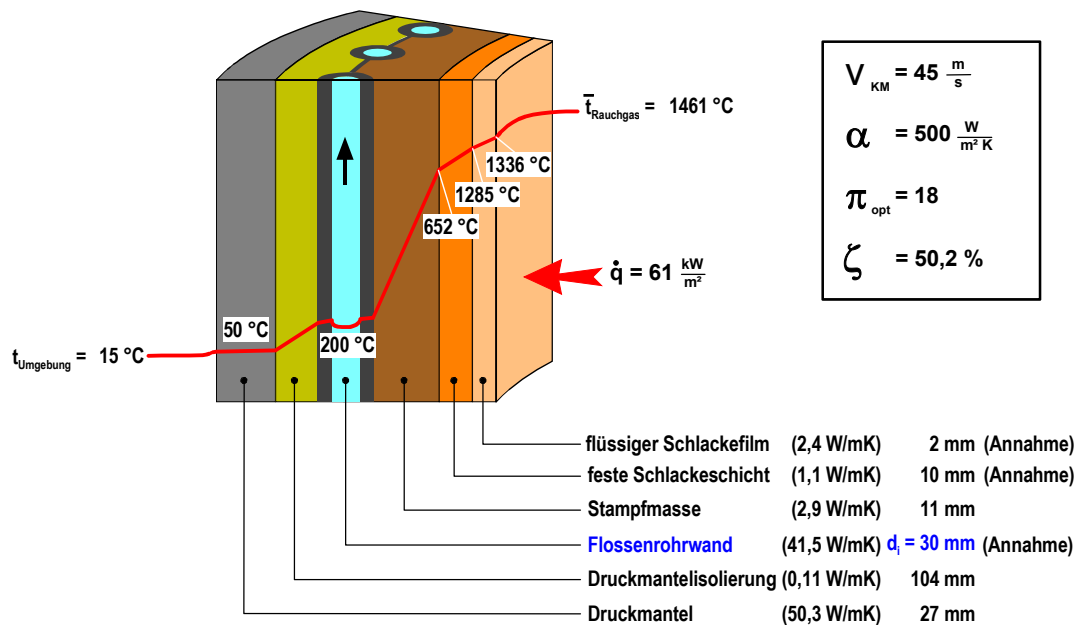
**Bild C.20:** Brennkammerkühlung mit HD-Siedewasser, Schaltung als Verdampfer



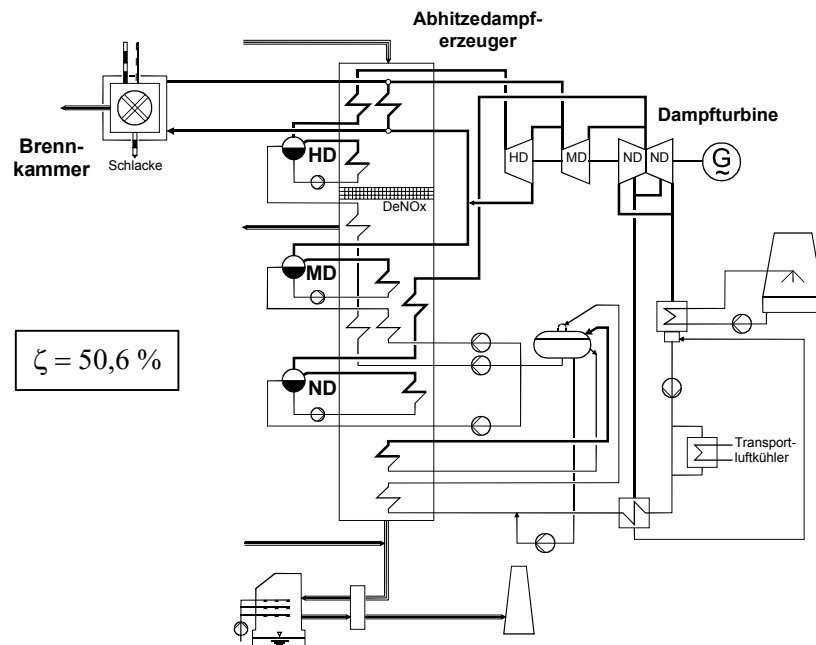
**Bild C.21:** Auslegungsergebnisse für eine Brennkammerwandkühlung mit HD-Siedewasser-Verdampfer (schematische Darstellung)



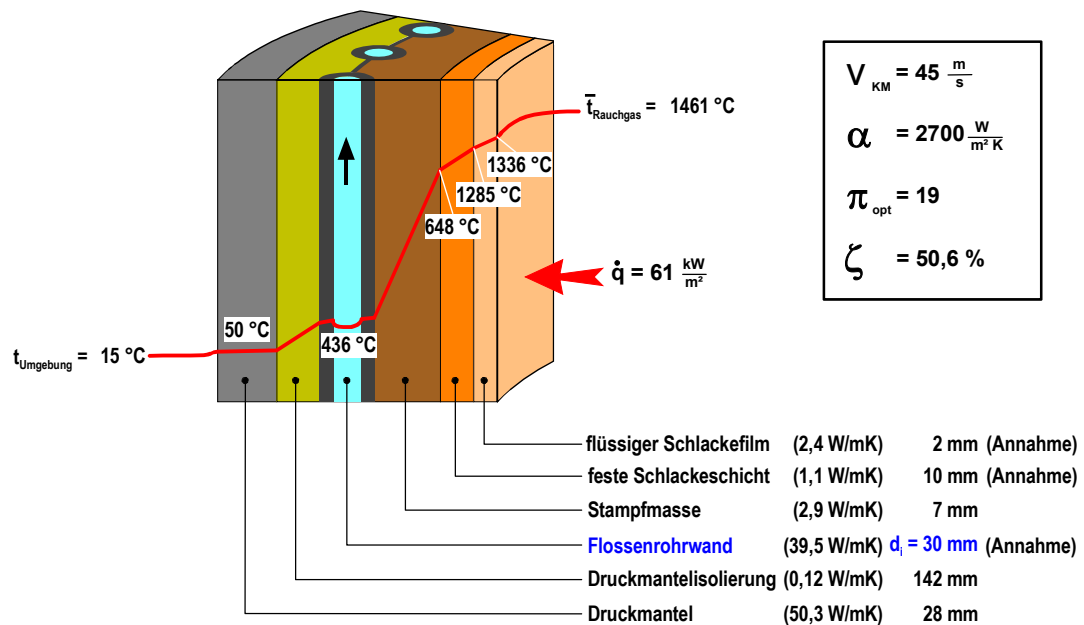
**Bild C.22:** Brennkammerkühlung mit ND-Sattdampf, Schaltung als Überhitzer



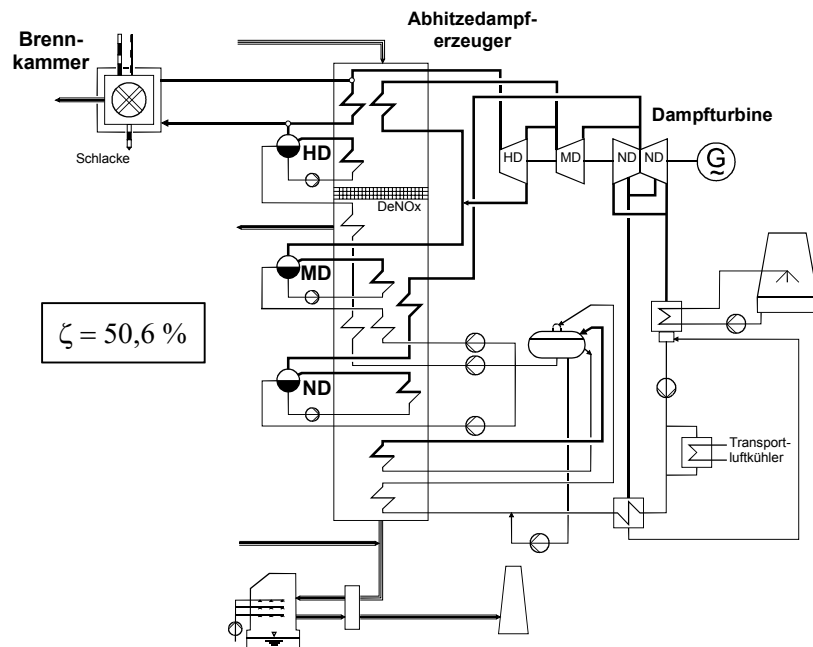
**Bild C.23:** Auslegungsergebnisse für eine Brennkammerwandkühlung mit ND-Sattdampf-Überhitzer (schematische Darstellung)



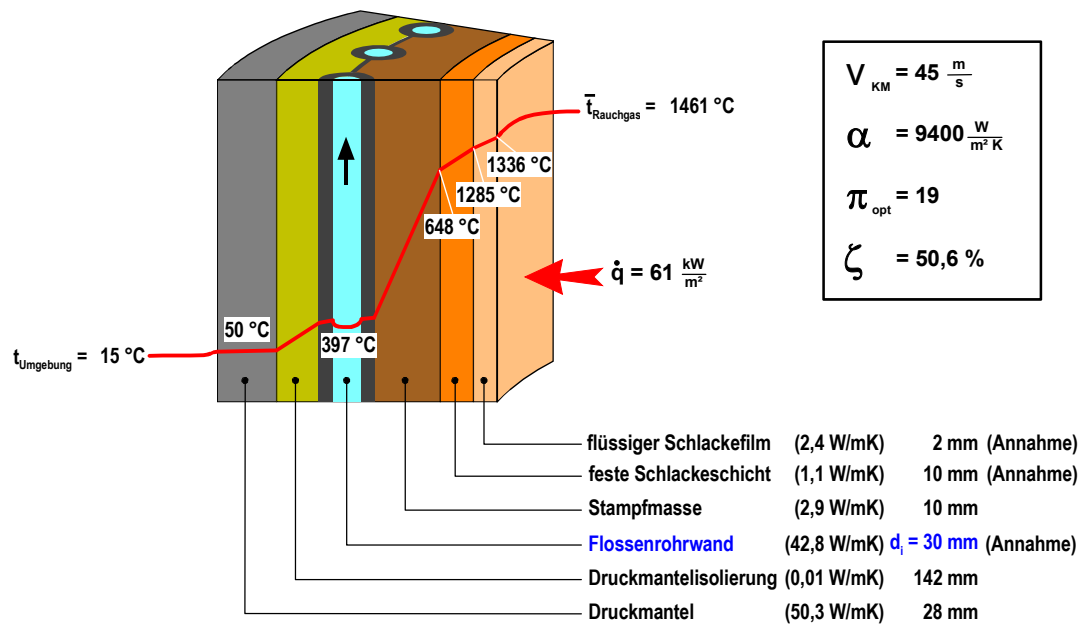
**Bild C.24:** Brennkammerkühlung mit MD-Sattdampf, Schaltung als Überhitzer



**Bild C.25:** Auslegungsergebnisse für eine Brennkammerwandkühlung mit MD-Sattdampf-Überhitzer (schematische Darstellung)



**Bild C.26:** Brennkammerkühlung mit HD-Sattdampf, Schaltung als Überhitzer



**Bild C.27:** Auslegungsergebnisse für eine Brennkammerwandkühlung mit HD-Sattdampf-Überhitzer (schematische Darstellung)

## D Literaturverzeichnis

- [AGK99] Arbeitsgemeinschaft Kraftwerkstechnologien, Landesinitiative Zukunftsenergien NRW, Sitzungsprotokoll vom 15.04.1999.
- [BAE79] Baehr, H. D.: *Die Exergie der Brennstoffe*, Brennstoff-Wärme-Kraft Bd. 31 (1979), Nr. 7, S.292-297.
- [BAE87] Baehr, H. D.: *Die Exergie von Kohle und Heizöl*, Brennstoff-Wärme-Kraft Bd. 39 (1979), Nr. 1/2, S.42-45.
- [BAE96] Baehr, H. D.: *Thermodynamik: eine Einführung in die Grundlagen und ihre technischen Anwendungen*. 9. Aufl., Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, ISBN 3-540-60157-0, 1996.
- [BÄR01] Bär, F.: *Prüfapparaturen für Gasturbinen-Werkstofftests in der DKSF-Kleinpilotanlage Dorsten*, Zweites Statusseminar „Druckflam“ - Entwicklung eines kohlegefeuerten Gas- und Dampfturbinenprozesses mit Flüssigascheabscheidung, Aachen, 2. November 2000, Tagungsband, Steag AG, Essen, Januar 2001.
- [BAU94] Bauer, F., Meier, H.J., Smuda, J.V., Stuhlmüller, F.: *PFBC Development for Lignite Fired CC Power Plants*. Power-Gen Europe, Köln, 1994, Band III, S. 101-120.
- [BAUM98] Baumann, H.-R., Ullrich, N., Haupt, G., Tränkenschuh, H.-C., Zimmermann, G., Pruscek, R., Oeljeklaus, G.: *Development of the Cost-Effective IGCC 98 Power Plant*, POWER-GEN Europe '98, Mailand/I, 9.-11. Juni 1998.
- [BEC99] Becker, J.-E.: *Abscheidung von flüssigen Aschepartikeln bei hohen Temperaturen nach dem Venturi-Waschverfahren*, Berichte aus dem Institut für Eisenhüttenkunde, Dissertation RWTH Aachen, Band 5, Shaker Verlag, Aachen, 1999.
- [BMF92] BMFT Workshop: „*Heißgasreinigung*“, 12./13. Mai 1992 an der Bergakademie Freiberg in Holzau.
- [BMU00] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit: *Erneuerbare-Energien-Gesetz*, Berlin, März 2000
- [BMU00a] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit: *Vereinbarung zwischen der Bundesregierung mit den Energieversorgungsunternehmen vom 14. Juni 2000*, Berlin, Juni 2000
- [BMU00b] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit: *Ableitbedingungen für Abgase*, Dreizehnte Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes (BImSchV 13), § 29, Berlin, Mai 2000
- [BMW03a] Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit (BMWA): *Energie Daten 2003, Nationale und internationale Entwicklung*, Berlin, September 2003.
- [BMW03b] Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit (BMWA): *Informationen zum Thema „Nachhaltigkeit“*, Internet: <http://www.bmwa.bund.de>, Oktober 2003.
- [BMW00] Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi): *Energie Daten 2000, Nationale und internationale Entwicklung*, Berlin, Juli 2000.



- [BMW99] Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) Dokumentation: *Kohlekraftwerke der Zukunft: sauber und wirtschaftlich*, Technische Vereinigung der Großkraftwerksbetreiber e.V. (VGB), Vereinigung Deutscher Elektrizitätswerke e.V. (VDEW), Fachverband Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbau e.V. (FDBR), Juli 1999, Seite 11/12
- [BOH95] Bohn, D., Witthohn, A., Faatz, R.: *Vergleich von Konzepten für Kombiprozesse mit Druckwirbelschichtfeuerung*, VDI-Berichte 1182, 1995.
- [BOL91] Bolland, O.: *Comparative Evaluation of Advanced Combined Cycle Alternatives*, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, April 1991, Vol. 113, S. 190-197.
- [BRA85] Brandt, F.: *Wärmeübertragung in Dampferzeugern und Wärmeaustauschern*, Fachverband Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbau e.V. (FDBR) - Fachbuchreihe Bd. 2, Vulkan-Verlag, Essen, ISBN 3-8027-2274-4, 1985.
- [BRI63] McBride, B.J., Heimel, S., Ehlers, J.G., Gordon, G.: *Thermodynamik Properties to 6000 K for 210 Substances involving the first 18 Elements*, Office of Scientific and Technical Information, Washington, D.C. (NASA SP-3001, N 63-23715), 1963.
- [COR99] Cortes, J.C.: *Puertolano IGCC: Operation Status*, 1999 Gasification Technologies Conference, San Francisco/USA, October 17.-20., 1999.
- [DUE99] Informationsgespräch: „*Forschungsförderung für Druckkohlenstaubfeuerung*“, Ministerium für Schule, Weiterbildung, Wissenschaft und Forschung NRW, Düsseldorf, Mai 1999.
- [DUL00] Dulle, O.: *Vergleich eines EFCC-Prozesses mit einem konventionellen Dampfkraftwerk mit ultra-überkritischen Dampfparametern*, Studienarbeit, Universität Essen, März 2000.
- [EDE97] Edelmann, H., Stuhlmüller, F.: *EFCC - Ein zukünftiges Konzept für Kohle-Kombikraftwerke?*, VGB Kraftwerkstechnik 77 (1997), Heft 7, S. 537-543.
- [EFF00] Effenberger, H.: *Dampferzeugung*, Springer-Verlag, ISBN 3-540-64175-0, Berlin, Heidelberg, 2000.
- [EHL01] Ehlers, C., Leithner, R.: *Experimentelle Untersuchungen zum kohlegefeuerten GuD-Prozeß mit keramischem Wärmetauscher und trockener Aschabscheidung*, Zweites Statusseminar „Druckflamm“, Eurogress Aachen, 2. November 2000, Tagungsband, Steag AG, Essen, Januar 2001.
- [EIC94] Eichholz, A., Hourfar, D., Kübler, D.: *Der 700-MW-Steinkohleblock der VEBA Kraftwerke Ruhr AG in Gelsenkirchen Heßler*, VGB Kraftwerkstechnik 74, Heft 1, 1994, S. 25 - 29.
- [ELM88] El-Masri, M.A.: *GASCAN - An Interactive Code for Thermal Analysis of Gas Turbine Systems*, ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 110, S. 201-209, 1988.
- [EUR99] Eurlings, J.TH.G.M.: *Eine Zukunft für die IGCC-Technik - Größe, Brennstoffe und Produkte*, VGB Kraftwerkstechnik, Heft 4, 1999, S. 53 - 57.
- [FÖR99] Förster, M.: *Ergebnisse und Aufgabenstellungen aus dem Versuchsbetrieb Dorsten*, Erstes Statusseminar „Druckflamm“, Essen, 17. November 1998, Tagungsband, Steag AG, Essen, Januar 1999.

- [FÖR01a] Förster, M.: *Ergebnisse und Aufgabenstellungen aus dem Versuchsbetrieb Dorsten*, Zweites Statusseminar „Druckflamm“ - Entwicklung eines kohlegefeuerten Gas- und Dampfturbinenprozesses mit Flüssigascheabscheidung, Aachen, 2. November 2000, Tagungsband, Steag AG, Essen, Januar 2001.
- [FÖR01b] Förster, M., Hannes, K., Telöken, R.: *Combined Cycle Power Plant with Pressurized Pulverized Coal Combustion (PPCC): State of Development and Perspectives*, VGB PowerTech, Heft 9, 2001, S. 30 - 35.
- [FOL00] Folke, C.: *Minderung der Kohlendioxidemissionen durch Erneuerung vorhandener Kohlekraftwerke in der Europäischen Union und dadurch verursachte Kosten*, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 6 Nr. 439, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2000.
- [GEU88] Geuder, F.: *Optimierungsreserven zur Minimierung des Betriebsmittel- und Energieverbrauchs bei der SO<sub>2</sub>-Abscheidung aus Rauchgasen von Großfeuerungsstätten mittels Kalksteinwäsche*, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 15 Nr. 53, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1988.
- [GÖT99] Göttlicher, G.: *Energetik der Kohlendioxidrückhaltung in Kraftwerken*, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 6 Nr. 421, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1999.
- [GWO94] Gwosdek, R.: *Minderung des Alkaligehaltes von Rauchgasen bei Temperaturen über 1000 °C*, VDI Fortschritt-Berichte, Nr. 131, Reihe 15, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994.
- [HAE01] Haep, S., Schmidt, K.G., Romey, I., Oeljeklaus, G., Brosig, G., Leidig, O., v. d. Zwaag, T., Rode, H., Schuknecht, M.: *Untersuchungen zur Abscheidung von Aerosolen/ Alkaliresiduen im Rauchgas einer Druckkohlenstaubfeuerung*, 2. Druckflamm-Statusseminar, 2. November Eurogress Aachen, Tagungsband, Steag AG, Essen, Februar 2001.
- [HAN96] Hannes, K.: *Entwicklungsprogramm Druckkohlenstaubfeuerung*, Tagung Siegen, 10./11. September 1996, Entwicklungslinien der Energie- und Kraftwerkstechnik, VDI Verlag, Düsseldorf, ISBN 3-18-091280-4, VDI Berichte 1280, S. 451-472.
- [HAN97a] Hannes, K., Neumann, F., Thielen, W., Pracht, M.: *Kohlenstaub-Druckverbrennung: Entwicklungsstand und Anforderungen des Prozesses an die Verbrennungsführung*, VGB Kraftwerkstechnik 77 (1997), Heft 5, S. 393-400.
- [HAN97b] Hannes, K.: *Pilot Plant Test Results of Pressurized Pulverized Coal Combustion*, Hot Gas Cleaning, Zaragoza, 1997, EC Joule-Thermie Programme, EUR 18787 EN, ISBN 3-00-003628-8.
- [HIR64] Hirschfelder, J.O., Curtiss, C.F., Bird, R.B.: *Molecular Theory of Gases and Liquids*, Jon Wiley and Sons, Inc., 1964.
- [HOJ97] Hojczyk, B., Hühne, W., Thierfelder, H.G.: *Das Steinkohlekraftwerk Rostock: Ein vorbildliches Kraftwerkskonzept für den Mittel- und Spitzenlastbetrieb*, VGB Kraftwerkstechnik 77, Heft 4, 1997, S. 315 - 320.
- [HOU96] Houghton, J. T., Meira Filho, L. G., Callander, B. A., Harris, N., Kattenberg, A., Maskell, K.: *Climat Change. The science of climate change*, Cambridge University Press, 1996.
- [HOUR97] Hourfar, D., Koll, H., Kübler, D.: *Neue Dampfparameter für fortschrittliche Steinkohlekraftwerke*, VGB-Kraftwerkstechnik 77 (1997), Heft 6, S. 441-442.

- [JAH92] Jahrbuch der Dampferzeugertechnik, 7. Ausgabe, Vulkan-Verlag, Essen, 1992.
- [JAN96] Jansson, S.A.: *Gas Turbine Tolerance to Particulates and Chemical Constituents*, BMBF Statusseminar "Heißgasreinigung in der Kraftwerkstechnik", Karlsruhe, 1996.
- [JAN97] Jansson, S.A., Svensson, J.-A.: *Experiences from the IEA Hotgas Filter Testing Project*, 14th Int. Conference on Fluidized Bed Combustion, Vancouver, Canada, 1997.
- [KAU96] Kautz, H., u. a.: *Das neuzeitliche Kohlekraftwerk : Lösungen für Konstruktions- und Werkstoffprobleme*, expert-Verlag, Renningen-Malmsheim, ISBN 3-8169-1356-3, 1996.
- [KEH84] Kehlhofer, R., Kunze, N., Lehmann, J., Schüller, K.H.: *Gasturbinenkraftwerke, Kombikraftwerke, Heizkraftwerke und Industriekraftwerke*, Handbuchreihe Energie, Bd. 7, Hrsg. Bohn, T., München: Technischer Verlag Resch, ISBN 3-87806-072-6, Köln: Verlag TÜV Rheinland, ISBN 3-88585-094-X, 1984.
- [KJA99] Kjaer, S., Thomsen, F.: *Stand der fortgeschrittenen überkritischen fossilbefeuerten Dampfkraftwerke im ELSAM-Bereich*, VGB Kraftwerkstechnik, Heft 6, 1999, S. 31 - 35.
- [KLO99] Kloster, R.: *Thermodynamische Analyse und Optimierung von Gas-/Dampfturbinen-Kombikraftwerken mit integrierter Kohlevergasung*, Dissertation Universität GH Essen, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 6 Nr. 409, VDI Verlag, Düsseldorf, 1999, ISBN 3-18-340906-2.
- [KNO86] Knoche, K. F., Hein, K., Derichs, W., Deutz, W.: *Zum Säuretaupunkt in Feuerungsabgasen*. VGB Kraftwerkstechnik 66 (1986) 9, S. 848/851.
- [KÖH93] Köhn, G.: *Staudinger 5 - Auslegung und Erfahrungen aus Inbetriebnahme und erster Betriebszeit*, VGB Kraftwerkstechnik 73, Heft 11, 1993, S. 927 - 932.
- [KOR97] Korbitsyn, M., Hirs, G.: *The Use of Supplementary Firing in an Externally-Fired Combined Cycle Power Plant*, International Conference on Power Engineering ICOPE '97, Tokyo, Japan, July 13-17, 1997.
- [LAH94] LaHaye, P.G.; Bary, M.R.: *Externally Fired Combustion Cycle (EFCC) - A DOE clean coal V project: Effective means of rejuvenation for older coal-fired stations*, ASME paper 94-GT-483, 1994.
- [LAK95] Lakeman, J. A.: *Climat Change 1995, The Science of Climat Change*, Intergovernmental Panel on Climate Change, Cambridge University Press, 1996.
- [LEI94] Leithner, R., Wang, J., Stamateopoulos, G.: *New Concepts for Coal-Fired Combined Cycle Power Plants*, POWER-GEN'94, Cologne, Germany, May 17-19, 1994.
- [LEI95] Leithner, R.; Wang, J.: *Konzepte und Wirkungsgrade kohlegefeuerter Kombianlagen*, BWK Bd. 47 (1995), Nr. 1/2, Januar/Februar 1995, S. 11-17.
- [LEN99] Lenk, U., Schmid, E., Deeskow, P.: *Innovativer Wasser-Dampf-Kreislauf für zukünftige GUD-Kraftwerke*, VDI Berichte 1457: Fortschrittliche Energiewandlung und -anwendung, ISBN 3-18-091457-2, VDI-Verlag, Düsseldorf 1999, S. 125-136.
- [MAT96] Mathieu, Ph., Desoleil, D.: *Off-Design Performance of EFCC Plants*, POWER-GEN'96, EUROPE, Budapest, June 26-28, 1996, Vol. II, pp. 20-33.

- [MON61] Monchick, L., Mason, E.A.: *Transport Properties of Polar Gases*, Journal of Chemical Physics, Vol. 35, No. 5, 1961.
- [MÜH01] Mühlhaus, R., Görner, K.: *Bewertung von zwei Verfahrensvarianten zur druckaufgeladenen Verbrennung von Braunkohlen*, 2. Druckflamm-Statusseminar, 2. November Eurogress Aachen, Tagungsband, Steag AG, Essen, Februar 2001.
- [MÜH02] Mühlhaus, R.: *Energetische Bewertung braunkohlegefeuerter Gas- und Dampfturbinenprozesse*, Dissertation Universität Essen, September 2002.
- [NAG99] Nagel, H., Spliethoff, H., Hein, K.R.G., Chalupnik, R., Bergmann, H.: *Experimentelle Untersuchungen zur Druckwirbelschichtfeuerung der 2. Generation auf Braunkohlebasis*, Entwicklungslinien in der Energie- und Kraftwerkstechnik, Tagung Essen, 22./23. September 1999, VDI-Berichte 1495, S. 163-175.
- [PRA97] Pracht, M.; Thielen, W.: *Stickoxidbildung und Alkalienfreisetzung bei der Druckkohlenstaubverbrennung*, VDI-GET Tagung Bochum, 11./12. März 1997, VDI Berichte 1321: Fortschrittliche Energiewandlung und -anwendung (Bd. I), S. 193-208.
- [PRU90] Pruscek, R.; Renz, U.; Weber, E.: *Kohlekraftwerk der Zukunft*, Studie im Auftrag des Ministers für Wirtschaft, Mittelstand und Technologie des Landes Nordrhein-Westfalen, März 1990.
- [PRU92] Pruscek, R.: *Energiewandlungsprozesse*, Vorlesungsskript Wintersemester 1992 / 1993, Fachgebiet Technik der Energieversorgung und Energiewirtschaft, Essen, Oktober 1992.
- [PRU99] Pruscek, R.: *Visionen einer zukünftigen Energieversorgung*, BWK Bd. 51 (1999), Nr. 5/6, Mai/Juni 1999, S. 114-120.
- [PRU01] Pruscek, R.: *Zukünftige Kohlekraftwerke*, BWK Bd. 53 (1999), Nr. 12, Dezember 2001, S. 40-48.
- [RAN56] Rant, Z.: *Exergie, ein neues Wort für technische Arbeitsfähigkeit*, Forschung im Ingenieurwesen, Heft 22, 1956, S. 36-37.
- [REN93] Renz, U.: *Heißgasfiltration bei Wirbelschichtfeuerungen*, VDI-Berichte 1081, 1993.
- [REN94] Renz, U.: *An Assessment of PFBC Technology, Present and Future*. International Clean Coal Technology Symposium on PFBC, Kitakyushu, Japan, 1994.
- [REN99] Renz, U.: *Experimentelle und theoretische Untersuchungen an der Druckkohlenstaubfeuerung der RWTH Aachen*, Erstes Statusseminar „Druckflamm“, Essen, 17. November 1998, Tagungsband, Steag AG, Essen, Januar 1999.
- [REN01] Renz, U.: *Vorstellung der Druckkohlenstaubfeuerungsanlage der RWTH Aachen: Aufbau, Betriebsparameter und Messtechnik*, Zweites Statusseminar „Druckflamm“ - Entwicklung eines kohlegefeuerten Gas- und Dampfturbinenprozesses mit Flüssigascheabscheidung, Aachen, 2. November 2000, Tagungsband, Steag AG, Essen, Januar 2001.
- [ROD03] Rode, H.: *Fortschrittliche Braunkohlekraftwerkskonzepte*, Dissertation (in Vorbereitung) Universität Essen, 2003.

- [ROH95] Rohmann, M.: *Wärmebilanz einer bei hohem Druck und Temperatur arbeitenden Brennkammer*, Kleine Studienarbeit Universität der Bundeswehr Hamburg, Januar 1995.
- [SCH99] Schäfer, J., Renz, U., Leithner, R., Hannes, K., Thielen, W.: *Druckkohlenstaubfeuerung für kombinierte Gas- und Dampfturbinenkraftwerksprozesse, Schaltungsvarianten und Stand der Technik*, Entwicklungslinien in der Energie- und Kraftwerkstechnik, Tagung Essen, 22./23. September 1999, VDI Verlag, Düsseldorf, ISBN 3-18-091495-5, VDI Berichte 1495, S. 163-175.
- [SCHU99] Schuknecht, M., Rode, H., Romey, I.: *Analyse eines Kombi-Prozesses mit Druckkohlenstaubfeuerung unter feuerungstechnischen Gesichtspunkten*, Verbrennung und Feuerungen, Tagung Dresden, 14./15. September 1999, 19. Deutscher Flammentag, VDI Verlag, Düsseldorf, ISBN 3-18-091492-0, VDI Berichte 1492, S. 187-192.
- [SEM97] Semedard, J.-C., Scheffknecht, G.: *Moderne Abhitzedampferzeuger*, VGB Kraftwerkstechnik 77 (1997) Heft 12, S. 1028 - 1035.
- [SPLI00] Spliethoff, H.: *Verbrennung und Vergasung in Wirbelschichtanlagen - Stand, Entwicklung und Forschungsbedarf*, VDI-Berichte 1535, Tagung: Wirbelschichtfeuerungen - Erfahrungen und Perspektiven, Cottbus, März 2000, S. 3 - 22.
- [STA97] Stapper, B.: *Wirkungsgradpotential steinkohlegefeuerter Kraftwerke*, Tagung Bochum, 11./12. März 1997, Fortschrittliche Energiewandlung und -anwendung, VDI Verlag, Düsseldorf, ISBN 3-18-091321-5, VDI Berichte 1321 Bd. I, S. 51-64.
- [STE02] STEAG AG: *Entwicklungsprojekt Druckkohlenstaubfeuerung*, Internet, Essen, 2002.
- [VAN93] Vandervort, C.L., Bary, M.R., Stoddard, L.E.: *Externally-Fired combined cycle repowering of existing steam plants*, International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Cincinnati, Ohio, May 24-27, 1993.
- [VDI94] VDI-Wärmeatlas: *Stoffwerte von reinen Metallen und Metallegierungen*, 7. Aufl., VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994.
- [VDI94a] VDI-Wärmeatlas: *Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*, 7. Aufl., VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994.
- [VDI98] VDI-Richtlinie 3986 (Entwurf): *Ermittlung von Wirkungsgraden von konventionellen Kraftwerken*, Beuth-Verlag, Berlin, Dezember 1998.
- [VDI00] VDI-Richtlinie 4670 Blatt 1 (Entwurf): *Thermodynamische Stoffwerte von feuchter Luft und Verbrennungsgasen*, Beuth-Verlag, Berlin, Oktober 2000.
- [VEE00] Veenhuizen, D., Anderson, J.: *PFBC goes commercial*, Modern Power Systems, March 2000, pp. 35 - 38.
- [VER74] Verhoff, F. H., Banchemo, J. T.: *Predicting dew points of flue gases*. Chem. Eng. Progress 70 (1974) 8, p. 71/72.
- [WAG82] Wagman, D.D., u.a.: *The NBS tables of chemical thermodynamic properties*, J. Phys. Chem. Ref. Data 11 (1982), Suppl. No. 2.
- [WAGN98] Wagner, W., Kruse, A.: *Zustandsgrößen von Wasser und Wasserdampf*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, ISBN 3-540-64339-7, 1998.

- [WEB92] Weber, E., Schmidt, D., Schaup, R.: *Entwicklung eines optimierten Brenners für die Druckkohlenstaubverbrennung*, Abschlußbericht für das Bundesministerium für Forschung und Technologie, Essen, Oktober 1992.
- [WEB93] Weber, E., Hübner, K., Pavone, D., Schulz, R., Wiggers, H.: *Entwicklungsergebnisse bei der Druckkohlenstaubfeuerung*, VGB Kraftwerkstechnik 73, Heft 7, 1993, S. 602 - 607.
- [WEB01] Weber, A., Hoff, D., Kasper, G., Förster, M.: *Erste Untersuchungen zur elektrostatischen Abscheidung von Feinstaerosolpartikeln bei hohen Temperaturen*, Zweites Statusseminar „Druckflam“ - Entwicklung eines kohlegefeuerten Gas- und Dampfturbinenprozesses mit Flüssigascheabscheidung, Aachen, 2. November 2000, Tagungsband, Steag AG, Essen, Februar 2001.
- [WEC00] World Energy Council - Deutsches Nationales Komitee des Weltenergierates (DNK): *Energie für Deutschland - Fakten, Perspektiven und Positionen im globalen Kontext 2000*, Düsseldorf, 2000.
- [WEI97] Weinberg, M.: *Reinigung heißer Gase durch Agglomeration von Partikeln mit schmelzflüssigen Schlacken*, Berichte aus dem Institut für Eisenhüttenkunde, Dissertation RWTH Aachen, Band 5, Shaker Verlag, Aachen, 1997.
- [WEL92] Wellenkamp, U., Hein, D., Stuhlmüller, F.: *Konzept für eine GUD-Anlage mit Druckkohlenstaubfeuerung*, Diplomarbeit, TU München, 1992.
- [ZWA02] v.d. Zwaag, T., Haep, S., Schmidt, K.G.: *CFD-Modellierung der Partikelabscheidung aus heißen Rauchgasen zur energetischen Nutzung in Gasturbinen*, Gaswärme International (51), Heft 6/7, 2002, S. 292 - 297.